

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP  
CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

ĐỀ TÀI:

TÊN ĐỀ TÀI  
THIẾT KẾT VÀ MÔ PHỎNG  
BƠM LY TÂM CÔNG NGHIỆP

Người hướng dẫn: PGS. TS. LÊ MINH ĐỨC  
Sinh viên thực hiện: ĐẶNG NGỌC KHỎE  
Số thẻ sinh viên: 103210166  
Lớp: 21C4CLC2

Đà Nẵng, 06/06/2025

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG

**ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP**  
**CHUYÊN NGÀNH: CHUYÊN NGÀNH: CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC**

**ĐỀ TÀI:**

**TÊN ĐỀ TÀI**

**THIẾT KẾ VÀ MÔ PHỎNG BƠM  
LY TÂM CÔNG NGHIỆP**

Người hướng dẫn:	<b>PGS. TS. LÊ MINH ĐỨC</b>
Sinh viên thực hiện:	<b>ĐẶNG NGỌC KHỎE</b>
Số thẻ sinh viên:	<b>103210166</b>
Lớp:	<b>21C4CLC2</b>

**Đà Nẵng, 06/06/2025**





## TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế và mô phỏng bơm ly tâm công nghiệp

Sinh viên thực hiện: Đặng Ngọc Khỏe

Số thẻ SV: 103210166      Lớp: 21C4CLC2

Đồ án tốt nghiệp tập trung nghiên cứu, thiết kế và mô phỏng bơm ly tâm công nghiệp sử dụng trong hệ thống phòng cháy chữa cháy. Bơm ly tâm là thiết bị quan trọng trong việc đảm bảo cung cấp nước áp lực cao, ổn định và liên tục cho các đầu phun chữa cháy trong các tòa nhà, nhà máy và khu công nghiệp. Đồ án hướng đến việc đánh giá hiệu suất làm việc và tối ưu hóa thiết kế bơm nhằm đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật nghiêm ngặt của hệ thống chữa cháy.

Trong quá trình thực hiện, bơm được thiết kế dựa trên các thông số đầu vào như lưu lượng định mức, cột áp yêu cầu, tốc độ quay và đặc điểm chất lỏng. Mô hình 3D của bơm được xây dựng bằng phần mềm thiết kế CAD, sau đó tiến hành mô phỏng dòng chảy bên trong bơm bằng phần mềm ANSYS Fluent với phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics). Mục tiêu mô phỏng là để phân tích phân bố vận tốc, áp suất, hiện tượng tổn thất năng lượng.

Kết quả thu được cho thấy bơm đạt được hiệu suất làm việc ổn định trong phạm vi điều kiện thiết kế, phù hợp với yêu cầu của hệ thống chữa cháy công nghiệp. Ngoài ra, đồ án cũng đề xuất một số hướng cải tiến thiết kế nhằm nâng cao hiệu quả làm việc và tuổi thọ của bơm trong điều kiện vận hành thực tế.

## NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Đặng Ngọc Khỏe Số thẻ sinh viên: 103210166

Lớp: 21C4CLC2 Khoa: Cơ Khí Giao Thông Ngành: Cơ Khí Động Lực

1. Tên đề tài đồ án:

Thiết kế và mô phỏng bơm ly tâm công nghiệp

2. Đề tài thuộc diện:  Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu:

	Đơn vị	
Q	m <sup>3</sup> /h	600
H	m	87

4. Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

- Tổng quan về bơm ly tâm
- Tính toán và thiết kế bánh công tác
- Tính toán và thiết kế buồng xoắn
- Mô phỏng bánh công tác
- Mô phỏng bơm ly tâm

5. Các bản vẽ, đồ thị (ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ):

- Bản vẽ chi tiết bánh công tác
- Bản vẽ tổng thể bơm ly tâm
- Bản vẽ chi tiết buồng xoắn
- Bản vẽ mô hình lưới bánh công tác
- Bản vẽ mô hình lưới bơm ly tâm
- Bản vẽ trường vận tốc bánh công tác
- Bản vẽ trường vận tốc bơm ly tâm
- Bản vẽ đường đặc tính bơm

6. Họ tên người hướng dẫn: PGS.TS Lê Minh Đức

7. Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 07/04./2025

8. Ngày hoàn thành đồ án: 06/06/2025

Đà Nẵng, ngày 6 tháng 6 năm 2025

**Trưởng Bộ Môn Cơ Khí Động Lực**

**Người hướng dẫn**

PGS.TS Lê Minh Đức

## LỜI NÓI ĐẦU

Trong cuộc sống, cũng như trong các ngành công nghiệp ngày nay. Máy bơm là một thiết bị, một loại máy móc không thể thiếu và xuất hiện ở nhiều bộ phận. Từ các hệ thống cấp nước sinh hoạt hàng ngày cho đến các hệ thống thủy lợi, cấp thoát nước cho các thành phố, các hệ thống tự động về khí nén hay thủy lực hiện nay đã được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp thì máy bơm là một phần quan trọng, không thể thiếu có thể coi là trái tim của các hệ thống này. Hiện nay máy bơm có rất nhiều loại, tùy thuộc vào thực tế mà mỗi vị trí làm việc lại có một loại máy bơm hợp lý nhưng nói chung máy bơm được chia làm hai dòng lớn là máy bơm thể tích chuyên được sử dụng trong các hệ thống thủy lực hoặc khí nén do đặc tính có thể tạo ra áp suất cao. Loại thứ hai là máy bơm cánh dẫn, loại này có lưu lượng lớn và động năng dòng chảy cao thích hợp chỉ việc vận chuyển chất lỏng đi các đoạn đường xa và yêu cầu có lưu lượng lớn.

**Sinh viên thực hiện**

Đặng Ngọc Khỏe

## LỜI CẢM ƠN

Trước tiên, em xin bày tỏ lòng biết ơn chân thành và sâu sắc đến Ban Giám hiệu Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng, cùng quý thầy cô khoa Cơ Khí Giao Thông đã tận tình giảng dạy, truyền đạt cho em những kiến thức quý báu trong suốt quá trình học tập tại trường.

Em đặc biệt gửi lời tri ân sâu sắc đến giảng viên hướng dẫn – **Thầy PGS.TS Lê Minh Đức**, người đã luôn tận tình hướng dẫn, hỗ trợ, góp ý và tạo điều kiện thuận lợi để em hoàn thành tốt đồ án tốt nghiệp này.

Dù đã nỗ lực hết mình, song do thời gian và kiến thức còn hạn chế, chắc chắn đồ án không thể tránh khỏi những thiếu sót. Em kính mong nhận được sự góp ý của quý thầy cô để đồ án được hoàn thiện hơn.

Em xin chân thành cảm ơn!

Đà Nẵng, ngày 6 tháng 6 năm 2025

**Sinh viên thực hiện**

**Đặng Ngọc Khỏe**

## CAM ĐOAN

Tôi xin cam đoan rằng toàn bộ nội dung trong đồ án tốt nghiệp với đề tài: **Thiết kế và mô phỏng bơm ly tâm công nghiệp** là kết quả của quá trình nghiên cứu và thực hiện của cá nhân tôi dưới sự hướng dẫn của **Thầy PGS.TS Lê Minh Đức**.

Các số liệu, kết quả trong đồ án là trung thực và chưa từng được ai công bố trong bất kỳ công trình nào khác. Nếu phát hiện có sự sao chép hoặc gian lận, tôi xin hoàn toàn chịu trách nhiệm và chấp nhận mọi hình thức xử lý theo quy định của Nhà trường.

Tôi xin chân thành cảm ơn!

Sinh viên thực hiện

## MỤC LỤC

<b>TÓM TẮT</b> .....	i
<b>NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP</b> .....	ii
<b>LỜI NÓI ĐẦU</b> .....	iii
<b>LỜI CẢM ƠN</b> .....	iv
<b>CAM ĐOAN</b> .....	v
<b>DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ</b> .....	viii
<b>MỞ ĐẦU</b> .....	1
<b>Chương 1: TỔNG QUAN</b> .....	2
<b>1.1. Lý do chọn đề tài</b> .....	2
<b>1.2. Mục tiêu đề tài</b> .....	2
<b>1.3. Phạm vi và phương pháp nghiên cứu</b> .....	2
<b>1.4. Giới thiệu về mô phỏng CFD</b> .....	3
<b>1.5. Định nghĩa</b> .....	3
<b>1.7. Ưu điểm của máy cánh dẫn</b> .....	4
<b>1.8. Một số thông số cơ bản của máy cánh dẫn</b> .....	5
<b>1.9. Số vòng quay đặc trưng và phân loại máy cánh dẫn</b> .....	5
<b>1.10 Nguyên lí hoạt động và phân loại của bơm ly tâm</b> .....	6
<b>1.11. Ứng dụng của bơm ly tâm</b> .....	7
<b>Chương 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC</b> .....	9
<b>2.1 Tính toán đường ống thủy lực và cột áp của bơm</b> .....	9
<b>2.2 Xác định số vòng quay đặc trưng</b> .....	10
<b>2.3 Xác định hiệu suất và công suất của bơm</b> .....	10
<b>2.4 Xác định kích thước vào của bơm</b> .....	12
<b>2.5 Xác định các kích thước ra của bơm</b> .....	15
<b>2.6. Tính chiều dày của bánh công tác tại mép vào mép ra:</b> .....	17
<b>2.7 Tính kiểm nghiệm</b> .....	19
<b>Chương 3: THIẾT KẾ CÁNH BÁNH CÔNG TÁC VÀ BUỒNG XOẮN</b> ..	21
<b>3.1 Xây dựng mặt cắt kinh tuyến của bánh công tác</b> .....	21

3.2 Tính toán xây dựng biên dạng cánh bánh công tác .....	22
.....	23
3.3.Thiết kế phần dẫn dòng ra kiểu buồng xoắn.....	24
3.4.Tính toán thiết kế buồng xoắn theo quy luật $cvr= \text{const}$ .....	24
3.5. Tính toán vận tốc trung bình dòng chảy.....	25
3.6. Tính toán diện tích tiết diện của vỏ xoắn.....	26
3.7. Tính toán đường kính vòng đáy của vỏ xoắn .....	27
3.8. Tính toán bề rộng vỏ xoắn (Volute Width).....	27
3.9. Tính toán góc vỏ xoắn (Volute Angle).....	28
3.10 Tính toán chiều dày thành vỏ xoắn (Volute Wall Thickness).....	29
3.11 Tính các thông số khác để bố trí vỏ xoắn ( $\rho_{vi}$ và $r_{vi}$ ).....	29
<b>Chương 4: MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG CFD .....</b>	<b>33</b>
4.1. Giới thiệu về CFD (Computational Fluid Dynamics).....	33
4.2.Phương pháp chia lưới trong mô phỏng CFD.....	33
4.3.Phần mềm và mô hình sử dụng.....	34
4.4.Chia lưới (Meshing) .....	34
4.5. Kết quả mô phỏng .....	40
4.6 Phân tích và đánh giá kết quả.....	42
<b>CHƯƠNG 5: KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....</b>	<b>44</b>
5.1. Kết quả nghiên cứu và thiết kế .....	44
5.2. Các giới hạn của nghiên cứu .....	44
5.3. Hướng phát triển trong tương lai.....	44
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO .....</b>	<b>46</b>

## DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

BẢNG 3.1 Các kích thước cơ bản tại cửa vào và cửa ra và thông số của bánh công tác

BẢNG 3.2 chiều rộng bánh công tác tại các điểm tương ứng

BẢNG 4.1 Góc bao bùồng xoắn  $\varphi_{bx}$  phụ thuộc vào  $n_s$

.....

HÌNH 1.1 Phạm vi sử dụng các loại bơm

HÌNH 1.2 Cấu tạo bơm ly tâm

HÌNH 3.1 Mặt cắt kinh tuyến của bánh công tác

HÌNH 3.2 Xây dựng biên dạng porphin cánh bánh công tác trên mặt chiếu bằng

HÌNH 3.3 Biểu đồ hằng số xoắn ốc

HÌNH 3.4 Minh họa cho lí thuyết tính toán bùồng xoắn

HÌNH 3.5 Biên dạng bùồng xoắn

HÌNH 4.1 Cấu trúc lưới bánh công tác

HÌNH 4.2 Biểu đồ residuals bánh công tác

HÌNH 4.3 Biểu đồ hội tụ cột áp bánh công tác

HÌNH 4.4 Biểu đồ hội tụ hiệu suất bánh công tác

HÌNH 4.5 Biểu đồ hội tụ công suất bánh công tác

HÌNH 4.6 cấu trúc lưới bơm ly tâm

HÌNH 4.7 Biểu đồ residuals bơm ly tâm

HÌNH 4.8 Biểu đồ hội tụ cột áp bơm ly tâm

HÌNH 4.9 Biểu đồ hội tụ công suất bơm ly tâm

HÌNH 4.10 Biểu đồ hội tụ hiệu suất bơm ly tâm

HÌNH 4.11 trường vận tốc bánh công tác

HÌNH 4.12 Phân bố trường vận tốc trên mặt cắt bánh công tác

HÌNH 4.13 phân bố vận tốc trên mặt cắt bơm ly tâm

HÌNH 4.14 trường vận tốc bơm ly tâm

HÌNH 4.15 trường vận tốc bơm ly tâm

## DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU:

Ký hiệu	Ý nghĩa (Tiếng Việt)	Đơn vị
Q	Lưu lượng	m <sup>3</sup> /h, l/s, m <sup>3</sup> /s
H	Cột áp	m
P	Áp suất	Pa, bar
N	Công suất trục	kW
n	Tốc độ quay	vòng/phút (RPM)
$\eta$	Hiệu suất bơm	%
$\rho$	Khối lượng riêng	kg/m <sup>3</sup>
g	Gia tốc trọng trường	m/s <sup>2</sup>
D	Đường kính bánh công tác	mm
d	Đường kính trục	mm
b	Chiều rộng bánh công tác	mm
Z	Số cánh bơm	-
$\alpha$	Góc vào của dòng chảy	độ
$\beta$	Góc ra của dòng chảy	độ
H <sub>s</sub>	Cột áp hút	m
H <sub>d</sub>	Cột áp đẩy	m
H <sub>f</sub>	Cột áp tổn thất	m
h <sub>s</sub>	Chiều cao hút tĩnh	m
h <sub>d</sub>	Chiều cao đẩy tĩnh	m

CHỮ VIẾT TẮT:

Chữ viết tắt	Ý nghĩa (Tiếng Việt)	Giải thích hoặc đơn vị
NPSH	Chiều cao hút rỗng	m
NPSH_available	Chiều cao hút rỗng khả dụng	m
NPSH_required	Chiều cao hút rỗng yêu cầu	m
BEP	Điểm hiệu suất tối ưu	-
BHP	Công suất phanh	kW
TDH	Tổng cột áp động	m
SST	Thép không gỉ	-
CS	Thép carbon	-
Max. Temp	Nhiệt độ tối đa	°C
Min. Flow	Lưu lượng tối thiểu	m <sup>3</sup> /h

## MỞ ĐẦU

### LỜI MỞ ĐẦU

Trong bối cảnh khoa học kỹ thuật ngày càng phát triển, ngành cơ khí giữ vai trò then chốt trong việc thúc đẩy quá trình công nghiệp hóa, hiện đại hóa đất nước. Đặc biệt, lĩnh vực, hệ thống bơm công nghiệp ngày càng được quan tâm và ứng dụng rộng rãi trong thực tiễn sản xuất và đời sống.

Đồ án tốt nghiệp là một phần quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư, giúp sinh viên hệ thống hóa lại những kiến thức đã học, đồng thời rèn luyện khả năng tự nghiên cứu, tư duy độc lập và vận dụng kiến thức vào giải quyết các vấn đề thực tiễn.

Xuất phát từ nhu cầu thực tế và sự định hướng chuyên môn, em đã chọn đề tài: Thiết kế và mô phỏng bơm ly tâm công nghiệp làm nội dung nghiên cứu cho đồ án tốt nghiệp của mình. Trong quá trình thực hiện, em đã cố gắng vận dụng những kiến thức đã học để phân tích, thiết kế và hoàn thiện đề tài.

Tuy đã có nhiều cố gắng, nhưng do hạn chế về thời gian và kinh nghiệm thực tiễn, đồ án không tránh khỏi những thiếu sót. Em kính mong nhận được sự góp ý, chỉ dẫn của quý thầy cô để đề tài được hoàn thiện hơn.

Em xin chân thành cảm ơn quý thầy cô trong khoa Cơ Khí Giao Thông, đặc biệt là thầy PGS.TS Lê Minh Đức đã tận tình hướng dẫn em trong suốt quá trình thực hiện đồ án này.

## Chương 1: TỔNG QUAN

### Tổng quan và phân loại máy cánh dẫn

#### 1.1. Lý do chọn đề tài

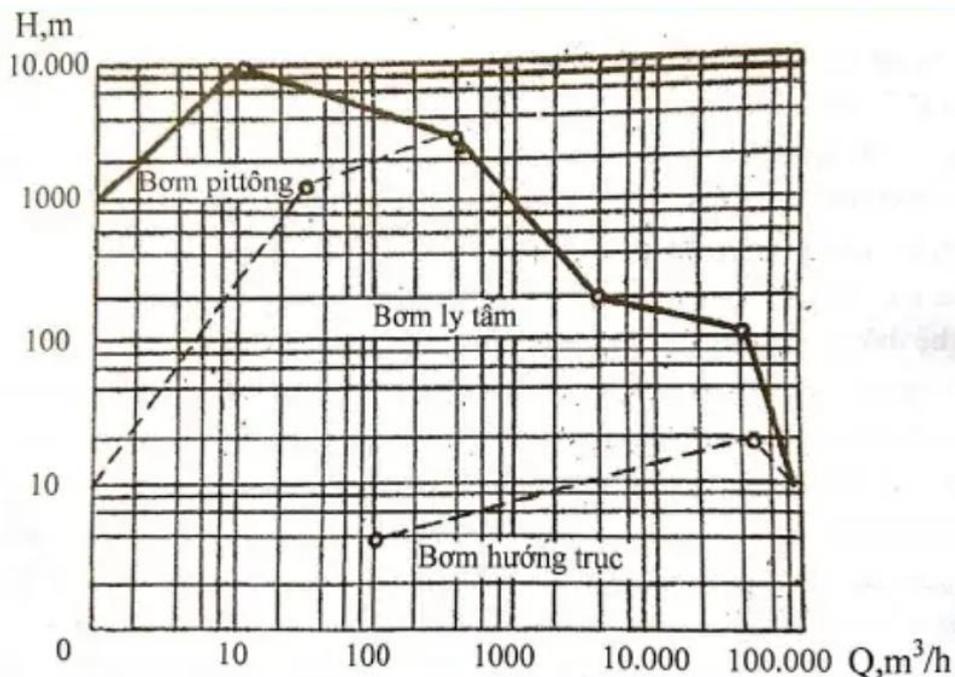
Bơm ly tâm là thiết bị rất phổ biến trong công nghiệp và đời sống. Việc thiết kế và tối ưu hóa hiệu suất bơm luôn là vấn đề được quan tâm. Với sự phát triển của công nghệ mô phỏng số, đặc biệt là CFD, việc mô phỏng dòng chảy trong bơm giúp ta hiểu rõ hơn các hiện tượng thủy lực, từ đó cải thiện thiết kế bơm. Vì vậy, em chọn đề tài này để nghiên cứu.

#### 1.2. Mục tiêu đề tài

- Mô hình hóa và mô phỏng bơm ly tâm bằng phần mềm CFD (ANSYS Fluent).
- Phân tích đặc tính dòng chảy, tổn thất và hiệu suất của bơm.
- Đánh giá và đưa ra kiến nghị cải tiến thiết kế bơm.

#### 1.3. Phạm vi và phương pháp nghiên cứu

Phạm vi sử dụng các loại bơm



Hình 1.1 Phạm vi sử dụng các loại bơm

Nhìn vào biểu đồ ở hình 1 ta thấy các loại bơm cánh dẫn thì bơm ly tâm có phạm vi sử dụng rộng nhất với:  $Q = 1 \div 100000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 1 \div 3500 \text{ m}$  cột nước.

Bơm hướng trục có phạm vi sử dụng hẹp hơn, nó thường được dùng với lưu lượng lớn và áp suất nhỏ:  $Q = 100 \div 100000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $H = 1 \div 20 \text{ m}$  cột nước.

Phạm vi: Bơm ly tâm đơn giản, xét dòng chảy ổn định, không xét tính chất phi tuyến, cavitation,...

Phương pháp: Dựa trên mô hình Navier-Stokes, sử dụng phần mềm mô phỏng CFD để khảo sát.

Bơm ly tâm là loại bơm thủy lực dẫn động bằng cánh quay. Nguyên lý hoạt động dựa trên việc truyền năng lượng cho dòng chất lỏng nhờ vào lực ly tâm phát sinh khi cánh bơm quay. Chất lỏng được hút vào tâm quay của bánh công tác và được đẩy ra ngoài nhờ chuyển động quay.

#### 1.4. Giới thiệu về mô phỏng CFD

CFD (Computational Fluid Dynamics) là phương pháp sử dụng các thuật toán số và giải tích để phân tích và giải các bài toán liên quan đến dòng chảy chất lỏng và khí. Các phần mềm CFD thường giải hệ phương trình Navier-Stokes để xác định các đại lượng vận tốc, áp suất, nhiệt độ,... trong miền dòng chảy.

#### 1.5. Định nghĩa

Bơm ly tâm là loại bơm thủy lực dẫn động bằng cánh quay. Nguyên lý hoạt động dựa trên việc truyền năng lượng cho dòng chất lỏng nhờ vào lực ly tâm phát sinh khi cánh bơm quay. Chất lỏng được hút vào tâm quay của bánh công tác và được đẩy ra ngoài nhờ chuyển động quay.

Bơm, quạt là loại máy dùng để vận chuyển và cung cấp năng lượng cho dòng chất lỏng.

Bơm, quạt làm nhiệm vụ biến đổi cơ năng của động cơ thành thế năng, động năng và nhiệt năng của dòng chất lỏng.

Bơm dùng để vận chuyển chất lỏng ở thể lỏng còn quạt vận chuyển chất lỏng ở thể khí. Cả hai loại bơm và quạt đều thuộc máy thủy lực. Đó là loại máy làm việc dựa trên cơ sở trao đổi năng lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua máy theo các nguyên lý của thủy lực học và cơ học chất lỏng.

-Dựa theo nguyên lý tác dụng người ta chia máy thủy lực thành hai loại:

+ Bơm quạt cánh dẫn thực hiện trao đổi năng lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua máy nhờ tác dụng lực tương hỗ giữa hệ thống cánh dẫn với dòng chất lỏng. Trong đó năng lượng mà máy cánh dẫn truyền cho dòng chất lỏng chủ yếu dưới dạng động năng. Dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác của loại máy này là dòng liên tục, vận tốc và áp suất không thay đổi đột ngột. Trong chế độ làm việc ổn định thì lưu lượng, áp suất của máy là hằng số.

+ Bơm, quạt thể tích thực hiện trao đổi năng lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua máy theo nguyên lý chèn ép chất lỏng trong một thể tích kín dưới áp suất thủy tĩnh. Năng lượng của dòng chất lỏng trao đổi với máy chủ yếu là thành phần áp năng, còn thành phần động năng không đáng kể. Dòng chất lỏng chuyển động qua máy là dòng không liên tục, lưu lượng và áp suất thay đổi theo thời gian. Mức độ không đều của lưu lượng và áp suất phụ thuộc vào kết cấu của máy.

## 1.6 Phân loại

Bơm, quạt được phân thành hai loại chủ yếu

- Bơm, quạt cánh dẫn thực hiện trao đổi năng lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua máy nhờ tác dụng lực tương hỗ giữa hệ thống cánh dẫn với dòng chất lỏng.

Năng lượng của dòng chất lỏng trao đổi với máy gồm hai thành phần động năng ( $v^2/2g$ ) và áp năng ( $p/Y$ ). Hai thành phần này có liên quan mật thiết với nhau. Trong quá trình làm việc của máy, sự biến đổi động năng bao giờ cũng kèm theo sự biến đổi áp năng và ngược lại.

Bơm, quạt cánh dẫn bao gồm các loại bơm, quạt ly tâm, hướng trục, hướng chéo và bơm xoáy. Bộ phận làm việc chính của bơm, quạt là bánh công tác. Bánh công tác có chuyển động quay nên còn gọi là roto. Bánh công tác gồm có các lá gắn giữa hai đĩa của bánh công tác hoặc gắn lên bầu cánh.

Dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác là dòng liên tục, vận tốc và áp suất của dòng chất lỏng không thay đổi đột ngột. Trong chế độ làm việc ổn định thì lưu lượng, áp suất của máy là hằng số ( không thay đổi theo thời gian ).

- Bơm, quạt thể tích thực hiện trao đổi năng lượng với dòng chất lỏng chuyển động qua máy theo nguyên lý chèn ép chất lỏng trong một thể tích kín dưới áp suất thủy tĩnh. Năng lượng của dòng chất lỏng trao đổi với máy chủ yếu là thành phần áp năng ( $p/Y$ ), còn thành phần động năng không đáng kể

## 1.7. Ưu điểm của máy cánh dẫn

Bơm, quạt cánh dẫn bao gồm các loại bơm, quạt ly tâm, hướng trục, hướng chéo và bơm xoáy. Ngày nay bơm, quạt cánh dẫn được ứng dụng rất phổ biến trong đời sống và sản xuất.

- Bơm, quạt cánh dẫn được sử dụng phổ biến như vậy vì chúng có nhiều ưu điểm như:
  - + Có kết cấu đơn giản chắc chắn, gọn nhẹ, dễ chế tạo, giá thành rẻ, làm việc có độ tin cậy cao và vận hành thuận tiện.
  - + Có phạm vi sử dụng rộng rãi, lưu lượng và cột áp thay đổi trong phạm vi lớn.
  - + Roto của máy có thể quay với số vòng quay lớn từ 300 – 3000 vòng/ phút. Trong những trường hợp đặc biệt vận tốc vòng quay của roto có thể đạt 7550 vòng/phút. Do vậy roto có thể nối trực tiếp với động cơ có vận tốc quay lớn.
  - + Dòng chất lỏng chuyển động qua máy là dòng liên tục nên lưu lượng và áp suất của máy khi làm việc là rất ổn định.
  - + Máy ít bị nhạy cảm với bụi bẩn và các hạt cứng vì vậy chúng có thể dùng để vận chuyển mọi chất lỏng khác nhau kể cả hỗn hợp nước và chất rắn, các chất lỏng đặc, chất lỏng có độ nhớt và chất lỏng dễ bay hơi.

### 1.8. Một số thông số cơ bản của máy cánh dẫn

\**Lưu lượng Q*: Là lượng chất lỏng hoặc khí mà bơm, quạt vận chuyển được trong một đơn vị thời gian.

$Q = G/y = v.G$  Trong đó:  $Q$  là lưu lượng ( $m^3/h, m^3/s...$ )

$G$  là lưu lượng trọng lượng (kG/s, kG/ph)

$y$  là trọng lượng riêng của chất lỏng

$v = 1/y$  là thể tích riêng của chất lỏng

\**Cột áp H*: là năng lượng mà bơm, quạt cung cấp cho 1 kG chất lỏng khi vận chuyển qua máy.

\**Công suất và hiệu suất của bơm*: Công suất máy nhận được của động cơ gọi là công suất tiêu thụ hay công suất trên trục. Còn công suất mà dòng chất lỏng nhận được khi vận chuyển qua máy gọi là công suất hữu ích  $N$

$$N = G.H = y.Q.H$$

### 1.9. Số vòng quay đặc trưng và phân loại máy cánh dẫn

Số vòng quay đặc trưng là số vòng quay của bánh công tác của một bơm mẫu đồng dạng hình học với bơm thực, trong chế độ làm việc tương tự hiệu suất thủy lực và hiệu suất thể tích như bơm thực, đồng thời tạo ra được cột áp  $H_M = 1m$  có công suất hữu ích  $N_{hiM} = 1m.1$  và vận chuyển chất lỏng có trọng lượng riêng  $\gamma_M = 1000kG/m^3$ . Kí hiệu số vòng quay quy dẫn  $n_s$ .

Công thức của số vòng quay quy dẫn:

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

• Phân loại máy cánh dẫn theo số vòng quay đặc trưng:

- Bánh công tác bơm ly tâm	$n_s$ (v/ph)
Có số vòng quay $n_s$ nhỏ	50 – 80
Có số vòng quay $n_s$ trung bình	80 – 150
Có số vòng quay $n_s$ lớn	150 – 300
- Bánh công tác bơm hướng chéo	300 – 600
- Bánh công tác bơm hướng trục	600 – 1800

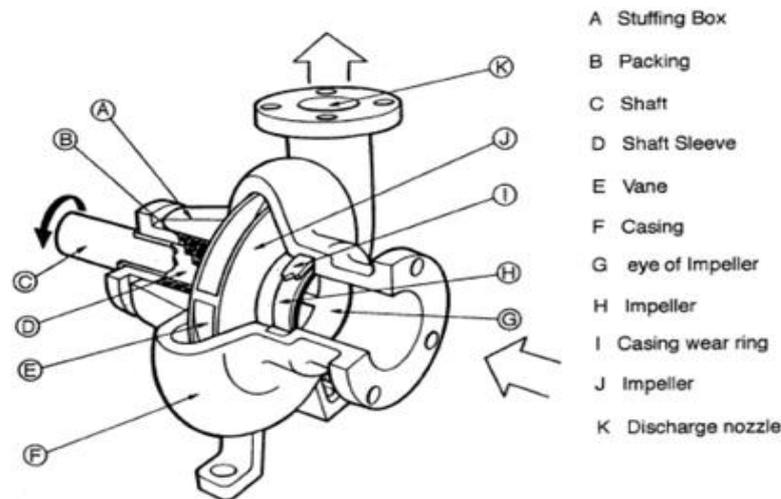
• Phân loại máy cánh dẫn theo hướng chuyển động của chất lỏng trong BCT:

- Bánh công tác ly tâm và hướng tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác từ tâm ra ngoài hoặc từ ngoài vào tâm theo phương bán kính.

- Bánh công tác hướng trục: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo phương song song trục.
- Bánh công tác tâm trục hoặc trục tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo hướng tâm rồi chuyển sang hướng trục hoặc ngược lại.
- Bánh công tác hướng chéo: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác không theo hướng tâm cũng không theo hướng trục mà theo hướng xiên (chéo)

### 1.10 Nguyên lí hoạt động và phân loại của bơm ly tâm

Bơm ly tâm là loại bơm được sử dụng thông dụng nhất để vận chuyển chất lỏng. Bơm ly tâm có hiệu suất tương đối cao. Các bơm ly tâm cỡ lớn có hiệu suất ( $\eta$ ) đạt tới 78 – 92%. Bơm có kết cấu đơn giản, chắc chắn và vận hành thuận tiện



Hình 1.2 Cấu tạo bơm ly tâm

#### • Nguyên lí hoạt động của bơm ly tâm:

Trước khi thân bơm làm việc cần phải làm cho thân bơm trong đó có bánh công tác và ống hút được điền đầy chất lỏng, thường được gọi là mồi bơm.

Khi trục A quay dẫn động bánh công tác J quay sẽ tạo ra chân không tại lõi vào bánh công tác G, dưới tác dụng của lực ly tâm, chất lỏng từ tâm bánh công tác chuyển động theo các máng dẫn giữa các cánh E ra phía ngoài chảy vào buồng xoắn F rồi ra ngoài theo đường ống đầy K với áp suất cao hơn. Đó là quá trình đẩy của bơm

Ở lõi vào bơm, áp suất của dòng chất lỏng giảm (do giải phóng phần không gian bị nó chiếm chỗ), tạo nên độ chênh áp giữa mặt thoáng của bể hút và lõi vào bơm. Do đó phần chất lỏng từ bể hút dâng lên theo đường ống hút và chảy vào bơm. Đó là quá trình hút của bơm. Quá trình hút và đẩy của bơm là hai quá trình liên tục, tạo nên dòng chất lỏng liên tục chuyển động qua bơm

#### • Phân loại bơm ly tâm

Bơm ly tâm được phân thành nhiều loại khác nhau theo nhiều đặc điểm khác như:

\*Phân loại theo số bánh công tác lắp trên trục:

- Bơm ly tâm một cấp (có một bánh công tác lắp trên trục)
- Bơm ly tâm nhiều cấp (có nhiều bánh công tác lắp trên cùng một trục)

*\* Theo số dòng chất lỏng qua bánh công tác:*

- Bơm ly tâm một miệng hút (một dòng chất lỏng qua bánh công tác)
- Bơm ly tâm hai miệng hút (hĩa dòng chất lỏng qua bánh công tác)

*\* Theo cột áp có:*

- Bơm ly tâm cột áp thấp,  $H = 5 - 40\text{m}$  cột nước,
- Bơm ly tâm cột áp trung bình,  $H = 40 - 200\text{ m}$  cột nước,
- Bơm ly tâm cột áp cao,  $H \geq 200\text{m}$  cột nước.

*\* Theo lưu lượng có:*

- Bơm lưu lượng nhỏ,
- Bơm ly tâm lưu lượng trung bình,
- Bơm ly tâm lưu lượng lớn.

*\* Theo vị trí của trục bơm có:*

- Bơm trục ngang,
- Bơm trục đứng.

*\* Theo kết cấu vỏ bơm có:*

- Bơm ly tâm hai nắp,
- Bơm nhiều tầng (vỏ bơm gồm nhiều phân đoạn ghép lại với nhau).

*\* Theo phương pháp nối trục bơm với trục động cơ:*

- Bơm ly tâm nối trực tiếp,
- Bơm ly tâm nối gián tiếp.

### **1.11. Ứng dụng của bơm ly tâm**

Do đặc điểm tạo ra cột áp tương đối cao nên bơm ly tâm được sử dụng rất rộng rãi trong đời sống hiện đại

Trong công nghiệp, bơm ly tâm được dùng để cấp nước cho các nhu cầu kỹ thuật của nhà máy như cấp nước cho nồi hơi trong các nhà máy nhiệt điện, cấp nước cho các hệ thống làm mát và cho nhu cầu vệ sinh công nghiệp.

Bơm ly tâm còn được dùng trong công nghiệp khai thác mỏ và xây dựng để hút nước từ những giếng sâu, hút các hỗn hợp nước với đất và vận chuyển cho các hỗn hợp nước với chất rắn nghiền nhỏ.

Trong công nghiệp dầu mỏ, bơm ly tâm được dùng để hút dầu từ dưới giếng và vận chuyển các sản phẩm dầu mỏ.

Trong công nghiệp hóa chất, bơm ly tâm cũng được ứng dụng rất rộng rãi để vận chuyển các dung dịch hóa chất như axit, kiềm, muối ... Trong nông nghiệp và đời sống, bơm ly tâm được dùng để tưới tiêu, cung cấp nước cho thành phố, cho các nhu cầu của đời sống.

## Chương 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC

### 2.1 Tính toán đường ống thủy lực và cột áp của bơm

Ta có cột áp lí thuyết của bơm được tính theo công thức:

$$H_b = H + \sum h_h + \sum h_d$$

Trong đó:  $H_b$  Cột áp lí thuyết của bơm (m)

H khoảng cách giữa mực nước bề hút và đầy  $H = 87$  (m)

$\sum h_h$  Tổng tổn thất trên đường ống hút (m)

$\sum h_d$  Tổng tổn thất trên đường ống đẩy (m)

Với

$$\sum h_h = \frac{\Delta \cdot l_h \cdot v_h^2}{d_h \cdot 2g} + \zeta_v \frac{v_h^2}{2g} + \zeta_k \frac{v_h^2}{2g}$$

Trong đó : độ nhám thành ống hút của = 0.2 (mm)

$l_h, d_h$  chiều dài và đường kính ống hút.  $l_h = 5$  (m),  $d_h = 200$  (mm)

$v_h$  vận tốc dòng chảy trên đường ống hút

$$v_h = \frac{4Q}{\pi d_h^2} = \frac{4 \cdot 600}{\pi \cdot 3600 \cdot 0,2^2} = 5.305 \text{ (m/s)}$$

Q: Lưu lượng của bơm  $Q = 166.6667$  (l/s)

$\zeta_v$  hệ số cản cục bộ của van một chiều  $\zeta_v = 6$

$\zeta_k$  hệ số cản cục bộ của khóa lắp ráp  $\zeta_k = 0.5$

g gia tốc trọng trường  $g = 9.81$  (m/s<sup>2</sup>)

Suy ra

$$\sum h_h = \frac{0,2 \cdot 5 \cdot 5,305^2 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 2 \cdot 9,81} + \frac{6 \cdot 5,305^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{0,5 \cdot 5,305^2}{2 \cdot 9,81} = 9,3308 \text{ (m)}$$

$$\sum h_d = \frac{\Delta \cdot l_d \cdot v_d^2}{d_d \cdot 2g} + \zeta_k \frac{v_d^2}{2g} + \zeta_c \frac{v_d^2}{2g}$$

Trong đó:  $l_d, d_d$  chiều dài và đường kính ống đẩy  $l_d = 100$ m,  $d_d = 250$ mm

$\zeta_c$  hệ số khuy cong  $\zeta_c = 0.4$

$v_d$  vận tốc dòng chảy trên đường ống đẩy (m/s)

$$v_d = \frac{4 \cdot Q}{\pi d_d^2} = \frac{4 \cdot 166,6667 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,2^2} = 5.305 \text{ (m/s)}$$

Suy ra

$$\Sigma h_d = \frac{0,2 \cdot 100 \cdot 5,305^2 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 2 \cdot 9,81} + \frac{0,5 \cdot 5,305^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{0,4 \cdot 5,305^2}{2 \cdot 9,81} = 1,4344(m)$$

Nên cột áp của bơm là:

$$H_b = 87 + 9,3308 + 1,4344 = 97,7652 (mH_2O)$$

Thông số tính toán:  $Q = 166,6667 (l/s)$ ,  $H_b = 97,7652 mH_2O$

## 2.2 Xác định số vòng quay đặc trưng

Công suất hữu ích của bơm là:

$$N_{tl} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_b}{102} = \frac{1000 \cdot 166,6667 \cdot 10^{-3} \cdot 97,7652}{102} = 159,7471 (kw) \quad (2.1)$$

Chất lỏng công tác là nước có trọng lượng riêng  $\gamma = 1000 (kG/m^3)$

Số vòng quay đặc trưng của bơm:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.2)$$

Trong đó:  $n_s$ : Số vòng quay đặc trưng của bơm (vòng/phút)

$n$ : Số vòng quay của bơm  $n = 2900$  (vòng/phút)

$Q$ : lưu lượng của bơm  $Q = 166,6667 (l/s)$ .

$H$ : cột áp của bơm  $H = 97,9652 (mH_2O)$

Từ đó ta có:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2900 \cdot \sqrt{166,6667 \cdot 10^{-3}}}{97,9652^{3/4}} = 138,7750 (v/ph)$$

## 2.3 Xác định hiệu suất và công suất của bơm

Hiệu suất của bơm: :

$$\eta_b = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_{ck} \quad (2.3)$$

Trong đó:  $\eta_Q$ : Hiệu suất lưu lượng của bơm

$\eta_H$ : Hiệu suất thủy lực của bơm

$\eta_{ck}$ : Hiệu suất cơ khí của bơm

Hiệu suất lưu lượng của bơm được tính theo công thức:

$$\eta_Q = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 138,77501^{-2/3}} = 0,9752 \quad (2.4)$$

Hiệu suất thủy lực được tính theo công thức:

$$\eta_H = 1 - \frac{0,42}{(\log D_{lqd} - 0,172)^2} \quad (2.5)$$

Với:

$$D_{lqd} = K_{Dlqd} \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{lt}}{n}} \quad (mm) \quad (2.6)$$

Trong đó:  $D_{lqd}$  là đường kính vào quy dẫn của bánh công tác

$K_{Dlqd}$  là hệ số quy dẫn đối với bơm ly tâm một cấp ta có

$H_{Dlqd}$  4,1 ÷ 4,5 ta chọn  $K_{Dlqd} = 4,5$ .

Thay vào công thức ta (2.6) ta tính được  $D_{lqd}$ :

$$D_{lqd} = 4,5 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{166,6667 \cdot 10^{-3}}{2900}} = 173,6585 (mm)$$

Từ đó ta tính được hiệu suất thủy lực  $\eta_H$ :

$$\eta_H = 1 - \frac{0,42}{(\log 173,6585 - 0,172)^2} = 0,9018$$

Hiệu suất cơ khí được xác định theo công thức thực nghiệm sau:

$$\eta_{ck} = \eta_{msd} \cdot \eta_{mo} \quad (2.7)$$

Trong đó:  $\eta_{msd}$  là hiệu suất tính tới ma sát của các bề mặt bánh công tác với chất lỏng (Ma sát đông).

$$\frac{1}{\eta_{msd}} = 1 + \frac{820}{n_s^2} \Rightarrow \eta_{msd} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} \quad (2.8)$$

Do đó:

$$\eta_{msd} = \frac{1}{1 + \frac{820}{138,7750^2}} = 0,9591$$

$\eta_{mo}$  là hiệu suất tính tới tổn thất ma sát trong ổ trượt và ổ đệm

$\eta_{mo} = 0,95 \div 0,98$  Chọn  $\eta_{mo} = 0,95$

Từ đó ta tính được hiệu suất cơ khí:

$$\eta_{ck} = 0,9591 \cdot 0,95 = 0,9111$$

Thay các giá trị của  $\eta_Q, \eta_H, \eta_{ck}$  ở trên vào công thức (2.3) xác định hiệu suất của bơm ta có :

$$\eta_b = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_{ck} = 0,9752 \cdot 0,9018 \cdot 0,911 = 0,8011$$

Suy ra công suất của động cơ nguồn là:

$$N = \frac{N_{tl}}{\eta_b} = \frac{159,7471}{0,8085} = 197,5845 (kW) \quad (2.9)$$

Ta chọn động cơ nguồn là động cơ điện, công suất của động cơ điện cần chọn là

$$N_{đc} = (1,05 \div 1,3) \cdot N$$

$$N_{đc} = (1,05 \div 1,3) \cdot 197,5845$$

$$N_{đc} = (203,5120 \div 256,85985) \text{ (KW)}$$

Tra catalogue của Công ty CP chế tạo máy điện Việt Nam- Hungary ta chọn được động cơ điện:

Kiểu : WEG W22 IE3/IE4 Series (IEC frame 315–355)

Công suất : 220 kW

Tốc độ : 2900 vòng/phút

#### 2.4 Xác định kích thước vào của bơm

Xác định vận tốc dòng vào của bơm

Vận tốc dòng vào của bơm có thể tính theo công thức kinh nghiệm sau:

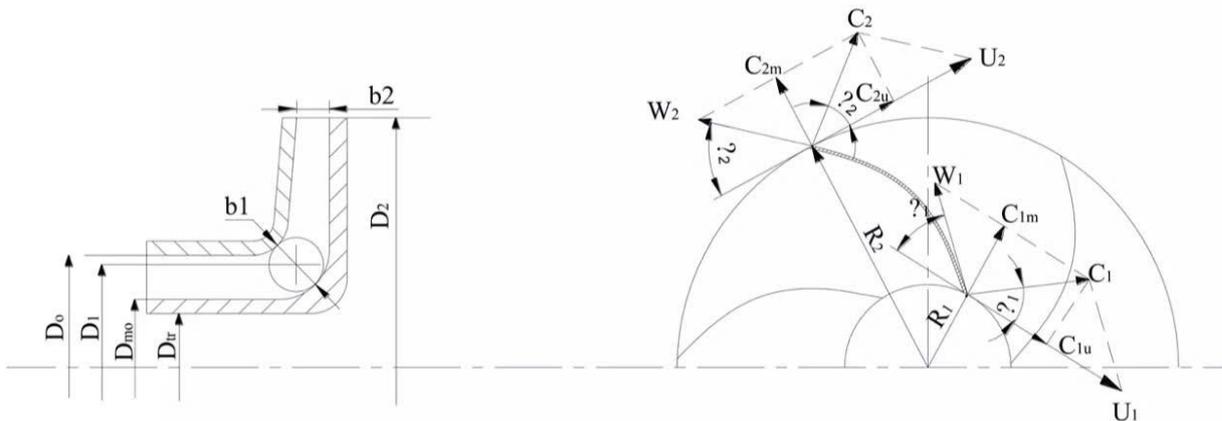
$$V_o = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{lt} \cdot n_b^2} \text{ (m/s)} \quad (2.10)$$

Trong đó:  $Q_{lt}$  : Lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm ( $m^3/s$ )

$n_b$ : Số vòng quay của bơm với  $n_b = n_{đc} = 2900$  (vòng/phút)

Lưu lượng lý thuyết của bơm:

$$Q_{lt} = \frac{Q_B}{n_Q} = \frac{166,6667 \cdot 10^{-3}}{0,9752} = 0,1709 \text{ (m}^3/s\text{)}$$



Thay vào công thức (1-10) ta xác định được vận tốc dòng vào của bơm:

$$V_o = (0,06 \div 0,08) \cdot \sqrt[3]{0,1709 \cdot 2900^2} = (6,7712 \div 9,0282) \text{ (m/s)}$$

Chọn  $V_o = 8$  (m/s).

Xác định đường kính trục bơm

Moomen xoắn trên trục của bơm

$$M=97500 \cdot \frac{N}{n} \quad (2.10)$$

Trong đó: N: Công suất trên trục của bơm tính theo KW

n: Số vòng quay trên trục của bơm tính theo vòng/phút

Thay các giá trị của N và n ở trên vào công thức (2.10) ta được:

$$M=97500 \cdot \frac{N}{n} = 97500 \cdot \frac{220}{2900} = 739,65517(kGcm)$$

Đường kính trục được xác định theo điều kiện bền dựa vào ứng suất xoắn cho phép của bơm  $[\tau]$

$$d_{tr} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (\text{cm}) \quad (2.11)$$

Với trục bơm làm bằng thép ta có  $[\tau] = 120 \div 200 \text{ Kg/cm}^2$ .

Trong bơm ly tâm ta chọn vật liệu chế tạo có sức chịu mòn cao là thép không gỉ SUS 316 có  $[\tau] = 180 \text{ Kg/cm}^2$

Thay các giá trị vào biểu thức (2.11) ta tính được đường kính trục:

$$d_{tr} = \sqrt[3]{\frac{7396,5517}{0,2 \cdot 180}} = 5,9 \text{ (cm)}$$

Để tăng độ bền ta lấy đường kính trục  $d_{tr} = 60 \text{ (mm)}$ .

*Xác định đường kính moay  $\sigma$  theo đường kính trục*

Đường kính moay  $\sigma$  ta có thể tính theo công thức thực nghiệm sau:

$$d_{mo} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_{tr} = (1,2 \div 1,25) \cdot 60 = 72 \div 75 \text{ (mm)}$$

Do vậy ta chọn đường kính moay  $\sigma$ :  $d_{mo} = 75 \text{ mm}$ .

*Xác định đường kính vào  $D_o$*

Đường kính vào cửa bánh công tác được xác định từ phương trình lưu lượng theo công thức :

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{lt}}{\pi \cdot V_o} + d_{mo}^2} \quad (2.12)$$

Thay các giá trị của  $Q_{lt}, V_o$  và đường kính moay  $\sigma$  ở trên vào công thức (2.12) ta có:

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{lt}}{\pi \cdot V_o} + d_{mo}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1709}{\pi \cdot 8} + (0,075)^2} = 0,1649 \text{ (m)}$$

Lấy tròn  $D_o = 170 \text{ mm}$ .

*Xác định đường kính bố trí mép vào của bánh công tác*

Đường kính mép vào của bánh công tác bơm có thể được tính theo công thức kinh nghiệm sau:

$$D_1 = (0,75 \div 0,85) \cdot D_0 = 127,5 \div 144,5 \text{ (mm)} \quad (2.13)$$

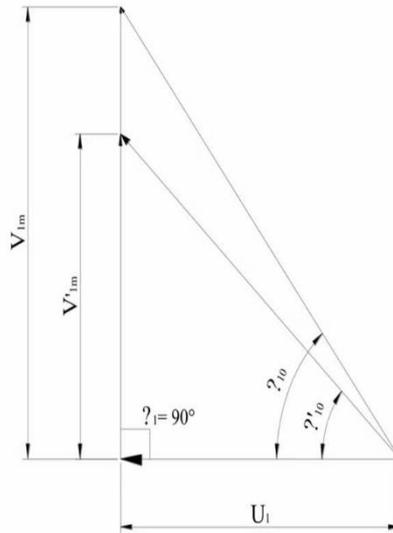
Ta lấy  $D_1 = 140 \text{ mm}$ .

Xác định bề rộng lối vào của bánh công tác

Vận tốc kinh tuyến dòng chảy ở lối vào bơm  $V'_{1m} = (0,9 \div 1) V_0 = 7,2 \div 8 \text{ (m/s)}$

Chọn  $V'_{1m} = 8 \text{ (m/s)}$ .

Chiều rộng bánh công tác tại lối vào tính theo công thức sau :



$$b_1 = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}} \text{ (m)} \quad (2.14)$$

Thay các giá trị của lưu lượng lý thuyết  $Q_{lt}$  vận tốc kinh tuyến  $V'_{1m}$  và đường kính  $D_1$  vào công thức (2.14) ta có :

$$b_1 = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}} = \frac{0,1709}{\pi \cdot 0,14 \cdot 8} = 0,0486 \text{ (m)}$$

Lấy  $b_1 = 50 \text{ (mm)}$ .

Tính lại vận tốc  $V'_{1m}$  ta được :

$$V'_{1m} = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} = \frac{0,1709}{\pi \cdot 0,14 \cdot 0,0486} = 7,9952 \text{ (m/s)}$$

Xác định góc vào không va

Xác định theo dòng vào hướng kính

Vận tốc lối vào  $V_{lu} = 0, \alpha_1 = 90^\circ$ .

Góc dòng vào không va được tính theo công thức :

$$\tan\beta_{10}=K_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{U_1} \quad (2.15)$$

Trong đó  $V'_{1m}$  là vận tốc hướng kính của dòng chảy ở lối vào.

$K_1$  là hệ số chèn dòng ở lối vào bánh công tác,  $K_1 = 1,1 \div 1,2$

Ta chọn  $K_1 = 1,15$ .

Vận tốc vòng tại lối vào được tính theo công thức sau:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \text{ (m/s)} \quad (2.16)$$

Thay các giá trị của  $D_1 = 0,14$  (m) và số vòng quay  $n = 2900$  (vòng/phút) vào công thức (2.15) tính được vận tốc vòng tại lối vào như sau:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,14 \cdot 2900}{60} = 21,2581 \text{ (m/s)}$$

Thay các giá trị  $K_1$  và  $U_1$  vào biểu thức (2.15) ta xác định được góc dòng vào không va:

$$\tan\beta_{10}=K_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{U_1} = 1,15 \cdot \frac{7}{21,2581} = 0,3787$$

Suy ra

$$\beta_{10} = 20,74^\circ$$

Góc  $\beta_0$  có kể đến ảnh hưởng của vận tốc quay:

$$\beta_0 = \beta_1 - \delta \Rightarrow \beta_1 = \beta_0 + \delta$$

Trong đó:  $\delta$  góc va trong chảy bao cánh  $\delta = (3 \div 8)^\circ$

Chọn  $\delta = 3,26^\circ$

Suy ra

$$\beta_1 = 20,74^\circ + 3,26^\circ = 24^\circ$$

## 2.5 Xác định các kích thước ra của bơm

Xác định đường kính ra  $D_2$

Đường kính  $D_2$  được xác định theo phương trình cơ bản trong máy dẫn:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 \cdot V_{2u} - U_1 \cdot V_{1u}}{g} \quad (2.17)$$

Trong đó :  $H_{lt}$  là cột áp tính toán lí thuyết của bơm

$$H_{lt} = \frac{H_b}{\eta_H} = \frac{97,7652}{0,9162} = 106,7073 \text{ (mH}_2\text{O)}$$

Với dòng vào hướng kính ta có  $V_{1u} = 0$  nên:

$$H_{lt\infty} = \frac{U_2 \cdot V_{2u}}{g} = \frac{K_{v2u} \cdot U_2^2}{g} \quad (2.18)$$

Từ đó ta có :

$$U_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_{lt}}{K_{v2u}}} \quad (2.19)$$

Với  $K_{v2u}$  là hệ số vận tốc vòng ở lõi ra của bánh công tác.

$$K_{v2u} = (1,78 \div 2,0) \cdot n_s^{-0,28} = (1,78 \div 2) \cdot 138,7750^{-0,28}$$

$$K_{v2u} = 0,4473 \div 0,5026$$

$$\text{Lấy } K_{v2u} = 0,5.$$

Khi đó ta có:

$$U_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_{lt}}{K_{v2u}}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 97,7652}{0,5}} = 43,7967 \text{ (m/s)}$$

Đường kính  $D_2$  của bánh công tác được xác định bằng biểu thức:

$$D_2 = \frac{2 \cdot U_2}{\omega} = \frac{43,7967 \cdot 2}{303,6873} = 0,2884 \text{ (m)} \quad (2.20)$$

Với  $\omega$  là vận tốc góc của bánh công tác:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 2900}{30} = 303,6873 \text{ (rad/s)}$$

Lấy đường kính ra của bánh công tác  $D_2 = 290 \text{ mm}$ .

Ta thấy :  $\frac{D_2}{D_1} = \frac{290}{140} = 2,0714$  tỷ số này nằm trong giới hạn cho phép của bơm ly tâm một cấp tỷ tốc nhanh  $\frac{D_2}{D_1} = 1,6 \div 2,5$

*Xác định vận tốc kinh tuyến tại lõi ra của bánh công tác*

Vận tốc kinh tuyến tại cửa ra của bánh công tác được xác định theo công thức thực nghiệm sau:

$$V'_{2m} = (0,8 \div 1,1) \cdot V'_{1m} \quad (2.21)$$

Ta chọn  $V'_{2m} = V'_{1m} = 8 \text{ (m/s)}$

*Xác định bề rộng lõi ra của bánh công tác*

Từ phương trình:

$$Q_{lt} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot V'_{2m} \quad (2.22)$$

Suy ra

$$b_2 = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} = \frac{0,1709}{\pi \cdot 0,29 \cdot 8} = 0,0235 \text{ (m)} \quad (2.23)$$

Chọn bề rộng lõi của bánh công tác  $b_2 = 24 \text{ mm}$ .

Tính lại với vận tốc  $V'_{2m}$  ta được:

$$V'_{2m} = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D_2 \cdot V'_{2m}} = \frac{0,1709}{\pi \cdot 0,29 \cdot 0,024} = 7,8160 \text{ (m/s)}$$

Xác định góc đặt cánh lõi ra  $\beta_2$

Góc  $\beta_2$  của profin cánh ở lõi ra được xác định theo biểu thức sau:

$$\sin \sin \beta_2 = \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \cdot \frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \sin \sin \beta_1 \quad (2.24)$$

Trong đó hệ số chèn dòng  $K_2 = 1,05 \div 1,1$ ; lấy sơ bộ  $K_2 = 1,05$

Tỷ số vận tốc theo phương kinh tuyến

$$\frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} = \frac{7,8160}{8} = 0,9770$$

Tỷ số vận tốc tương đối lấy :

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = (1,1 \div 1,65) ; \text{ lấy } \frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,2.$$

Với kết quả đã tính toán ở trên góc  $\beta_1 = 24^\circ$

Thay các giá trị đó vào công thức (1-24) ta xác định được:

$$\sin \sin \beta_2 = \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \sin \beta_1 = \frac{1,05}{1,15} \cdot 0,977 \cdot 1,2 \cdot \sin 24^\circ = 0,4354$$

Suy ra  $\beta_2 = 25,81^\circ$

Chọn  $\beta_2 = 26^\circ$

Xác định số cánh dẫn của bánh công tác

Số cánh dẫn của bánh công tác được xác định theo công thức sau :

$$Z = K_z \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \quad (2.25)$$

Trong đó :  $K_z$  là hệ số phụ thuộc vào công nghệ chế tạo

Với bánh công tác chế tạo bằng phương pháp đúc ta xác định được  $K_z = 6,5$ .

Thay số liệu vào công thức (2.25) ta có :

$$Z = K_z \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} = 6,5 \cdot \frac{0,29 + 0,14}{0,29 - 0,14} \cdot \sin \frac{24^\circ + 26^\circ}{2} = 7,874$$

Ta chọn số cánh của bánh công tác là:  $Z = 8$  cánh

## 2.6. Tính chiều dày của bánh công tác tại mép vào mép ra:

Hệ số chèn dòng ở cửa vào được xác định theo công thức:

$$K_1 = \frac{T_1}{T_1 - S_1} \quad (2.26)$$

Trong đó:

Bước cánh lối vào :

$$T_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} = \frac{\pi \cdot 140}{8} = 54,9778 \text{ (mm)} \quad (2.27)$$

Chiều dày cánh ở cửa vào theo phương U:

$$S_1 = \frac{\delta_1}{\sin \beta_1} \quad (2.28)$$

Từ đó ta có:

$$\delta_1 = \left(1 - \frac{1}{K_1}\right) \cdot T_1 \cdot \sin \beta_1 \quad (2.29)$$

Thay số vào ta có :

$$\delta_1 = \left(1 - \frac{1}{1,15}\right) \cdot 54,9778 \cdot \sin 24^\circ = 2,9167 \text{ (mm)}$$

Chọn  $\delta_1 = 3 \text{ mm}$

Ta có:

$$S_1 = \frac{3}{\sin 24^\circ} = 7,3758$$

Tính lại hệ số chèn dòng  $K_1$ :

$$K_1 = \frac{54,9778}{54,9778 - 7,3758} = 1,1549$$

Tính lại sai số  $K_1$  tính lại và  $K_1$  chọn sơ bộ ta được:

$$\varepsilon = \frac{1,1549 - 1,15}{1,15} \cdot 100\% = 0,426(\%)$$

Bước cánh ở lối ra :

$$T_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} = \frac{\pi \cdot 290}{8} = 113,8827 \text{ (mm)}$$

Chiều dày cánh ở lối ra:

$$\delta_2 = \left(1 - \frac{1}{K_2}\right) \cdot T_2 \cdot \sin \beta_2$$

Thay số :

$$\delta_2 = \left(1 - \frac{1}{1,05}\right) \cdot 113,8827 \cdot \sin 26^\circ = 2,3773 \text{ (mm)}$$

Chọn  $\delta_2 = 3 \text{ mm}$ .

Chiều dày cánh ở cửa ra theo phương U:

$$\delta_2 = \frac{\delta_2}{\sin\beta_2} = \frac{3}{\sin 26^\circ} = 6,8435 \text{ (mm)}$$

Tính lại hệ số chèn dòng ở lõi ra

$$K'_2 = \frac{T_2}{T_2 - S_2} = \frac{113,8827}{113,8827 - 6,8435} = 1,0640$$

Tính sai số :

$$\varepsilon = \left| \frac{K'_2 K_2}{K_2} \right| = \left| \frac{1,064 - 1,05}{1,05} \right| = 1,3333 \text{ (%)}$$

Sai số  $\varepsilon$  nằm trong phạm vi cho phép từ  $3 \div 5\%$

Vận tốc tương đối của dòng chảy ở cửa vào và cửa ra của bánh công tác được xác định như sau:

$$W_1 = K_1 \cdot \frac{V'_{1m}}{\sin\beta_1} = 1,15 \cdot \frac{8}{\sin 24^\circ} = 22,6191 \text{ (m/s)}$$

$$W_2 = K'_2 \cdot \frac{V'_{2m}}{\sin\beta_2} = 1,15 \cdot \frac{8}{\sin 26^\circ} = 20,986782 \text{ (m/s)}$$

## 2.7 Tính kiểm nghiệm

Vận tốc theo khi ra khỏi bánh công tác được xác định theo công thức :

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \tan\beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \cdot \tan\beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{t\infty}} \quad (2.30)$$

Cột áp lý thuyết của bơm khi kể đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn được xác định theo công thức đúng sau:

$$H_{t\infty} = (1+p) \cdot H_{it} \quad (2.31)$$

Trong đó: p là hệ số kể đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn được xác định theo công thức:

$$p = \frac{\pi \cdot \sin\beta_2 + \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \cdot \sin\beta_1}{Z \cdot \left(1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right)} = 2 \cdot \frac{\varepsilon}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2} \quad (2.32)$$

Trong đó với  $n_s = 100 \div 200$  hệ số  $\varepsilon$  được xác định theo công thức sau:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} \cdot \left( \sin\beta_2 + \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \cdot \sin\beta_1 \right) \quad (2.33)$$

Thay các giá trị  $\beta_1, \beta_2$  và các bán kính  $R_1 = D_1/2, R_2 = D_2/2$  vào công thức (2.33) ta xác định được hệ số :

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} \cdot \left[ \sin 26^\circ + \left(\frac{0,07}{0,145}\right)^2 \cdot \sin 24^\circ \right] = 0,5873$$

Thay giá trị này vào phương trình (1-36) ta xác định được hệ số:

$$p = 2 \cdot \frac{\epsilon}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2} = 2 \cdot \frac{0,5873}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,07}{0,145}\right)^2} = 0,1914$$

Thay giá trị của p vào công thức (1-35) ta có:

$$H_{lt\infty} = (1+p) \cdot H_{lt} = (1+0,1914) \cdot 97,9652 = 116,7157 \text{ (mH}_2\text{O)}$$

Vận tốc theo khi ra khỏi bánh công thức được xác định theo công thức :

$$V_{2m} = K_2 \cdot V'_{2m} = 1,05 \cdot 8 = 8,4 \text{ (m/s)}$$

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{lt\infty}}$$

Thay số :

$$U_2 = \frac{8,4}{2 \cdot \tan 26^\circ} + \sqrt{\left(\frac{8,4}{2 \cdot \tan 26^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 116,7157} = 43,5274 \text{ (m/s)}$$

Từ công thức:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2^* \cdot n}{60} \Rightarrow D_2^* = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 43,5274}{\pi \cdot 2900} = 0,2867 \text{ (m)}$$

Sai số

$$\Delta D_2 = \frac{|D_2^* - D_2|}{D_2} = \frac{|0,2867 - 0,29|}{0,29} = 0,01138$$

Như vậy sai số trên nằm trong khoảng  $[0,03 \div 0,05]$  có thể chấp nhận được

### Chương 3: THIẾT KẾ CÁNH BÁNH CÔNG TÁC VÀ BUỒNG XOẢN

#### 3.1 Xây dựng mặt cắt kinh tuyến của bánh công tác

Mặt cắt kinh tuyến được xây dựng dựa trên các thông số hình học và thông số làm việc của bơm gồm:

$D_1$	140mm	$D_{tr}$	60mm
$D_2$	290mm	$\beta_1$	$24^\circ$
$B_1$	52mm	$\beta_2$	$26^\circ$
$B_2$	24mm	$\delta_1$	3 mm
$d_{mo}$	75mm	$\delta_2$	3 mm
$Z$	8	$H_{lt}$	97,7652 m
$Q_{lt}$	$0,1709m^3/s$	$H_{lt}$	113,8827 m
$V'_{1m}$	8 m/s	$V'_{2m}$	8 m/s

Bảng 3.1 Các kích thước cơ bản tại cửa vào và cửa ra và thông số của bánh công tác

Trên mặt phẳng ta dựng đường vuông góc với trục bơm. Tại điểm tương ứng bán kính  $R_1$  có chiều rộng  $b_1$ , điểm tương ứng bán kính  $R_2$  có chiều rộng  $b_2$ , điểm tương ứng bán kính  $r_i$ , có chiều rộng  $b_i$

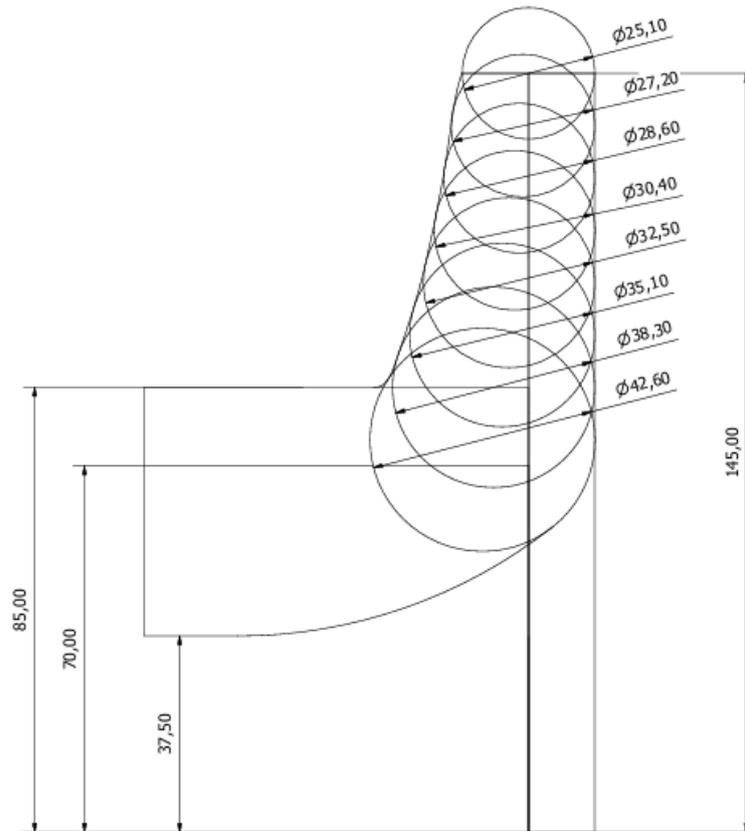
$$b_i = \frac{Q_{lt}}{2\pi \cdot r_i \cdot V'_{1m}}$$

$N^2$	đơn vị	1	2	3	4	5	6	7	8
$r_i$	mm	0.07	0.08	0.09	0.1	0.11	0.12	0.13	0.145
$V'_{mi}$	m/s	9.1107	8.8556	8.6077	8.3667	8.1324	7.9047	7.683399	7.468264
$b_i$	mm	42.58	38.33	35.05	32.46	30.36	28.63	27.19143	25.08079

Bảng 3.2 chiều rộng bánh công tác tại các điểm tương ứng

Vận tốc  $V'_{mi}$  cho biến đổi tuyến tính tới cửa ra của bánh công tác các trị số  $b_i$  cho trong bảng 3.2

Tại các điểm bán kính  $r_i$  ta vẽ các đường tròn bán kính  $b_i/2$ . Sau đó vẽ đường tiếp tuyến với các vòng tròn bán kính  $b_i/2$  ta nhận được mặt cắt kinh tuyến của bánh công tác



Hình 3.1 Mặt cắt kinh tuyến của bánh công tác

### 3.2 Tính toán xây dựng biên dạng cánh bánh công tác

Biên dạng cánh bánh công tác được xây dựng dựa trên cơ sở tích phân phương trình

Phương trình được phân tích bằng phương pháp số cho dưới dạng bảng ( bảng 2.3 )

Trong đó, các giá trị  $W_1$ ,  $V'_{1m}$  và  $\delta_i$  thay đổi theo bán kính  $r_i$  với quy luật tuyến tính hoặc parabol được cho trên hình

Góc bao cánh được xác định theo phương trình

$$\theta_k = \frac{180}{\pi} \sum_{i=1}^n \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i$$

Trong đó:

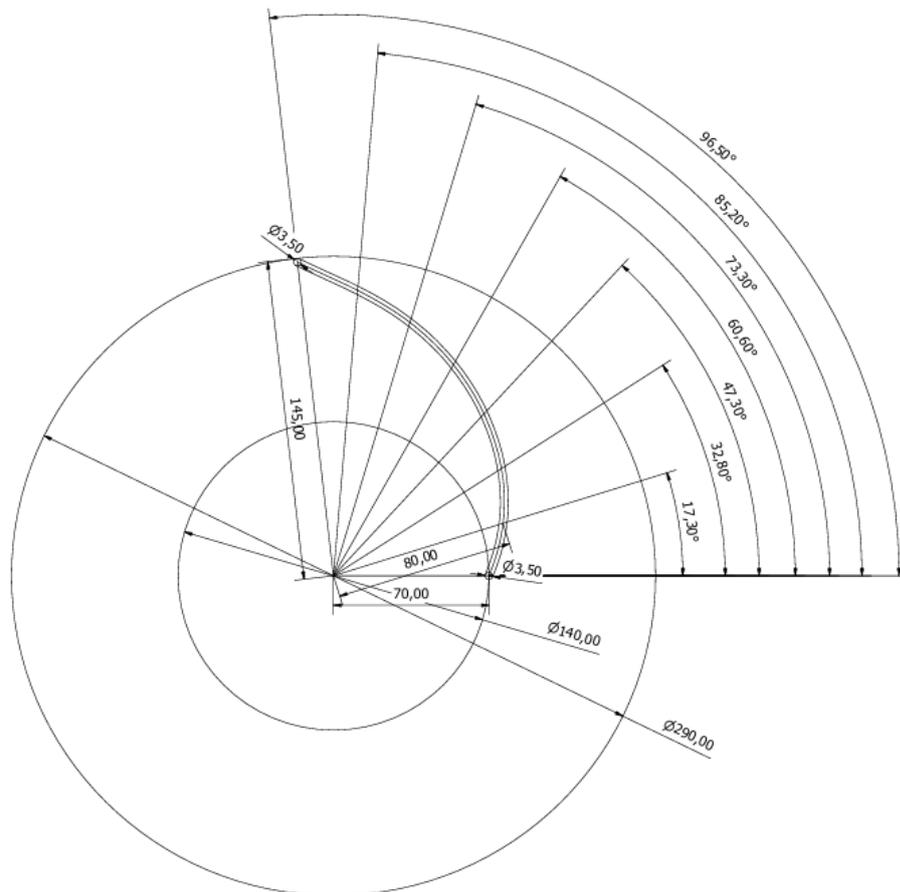
$$B_i = \frac{1}{r_t \cdot \text{tg}(\beta_1)}$$

$$\sin(\beta_i) = \frac{\delta}{t_i} + \frac{V_{mi}}{W_i}$$

Xác định được góc bao  $\theta_i$  tương ứng với bán kính  $r_i$ , ta xây dựng được đường nhân porphin trên mặt chiếu bằng, sau đó đắp độ dày trên đường nhân ta nhận được porphin có chiều dày hữu hạn và xây dựng được hình chiếu bằng của bánh công tác

Dựa trên hai mặt chiếu bánh công tác, ta sẽ chế tạo được đường cánh và bánh công tác thực của bơm.

$r_i$	$t_i$	$\delta_i$	$\delta_i/t_i$	$V'_{mi}$	$W_i$	$V'_{mi}/W_i$	$\sin(\beta_1)$	$\beta_1$	$\text{tg}(\beta_1)$	$B_i$	$(B_i+B_{i+1})/2$	$\Theta$
mm	mm	mm		m/s	m/s			độ		mm	mm	độ
70	55	3.5	0.06	9.11	26.4	0.3447	0.406	24	0.44	0.03	0	0
80	55.9	3.5	0.06	8.85	25.7	0.3447	0.404	23.8	0.44	0.02	0.0302	17.3
90	70.7	3.5	0.05	8.60	24.9	0.3447	0.391	23.0	0.42	0.02	0.0272	32.8
100	78.5	3.5	0.04	8.36	24.2	0.3447	0.383	22.5	0.41	0.02	0.0251	47.3
110	86.4	3.5	0.04	8.13	23.5	0.3447	0.372	21.8	0.40	0.02	0.0234	60.6
120	94.2	3.5	0.03	7.90	22.9	0.3447	0.362	21.2	0.38	0.02	0.022	73.3
130	102	3.5	0.03	7.68	22.2	0.3447	0.353	20.7	0.37	0.02	0.0209	85.2
145	114	3.5	0.03	7.46	21.6	0.3447	0.343	20.1	0.36	0.01	0.0196	96.5



Hình 3.2 Xây dựng biên dạng porphin cánh bánh công tác trên mặt chiếu bằng

### 3.3. Thiết kế phần dẫn dòng ra kiểu buồng xoắn

#### Vai trò của bộ phận dẫn dòng

Đối với bơm cánh dẫn nói chung, chi tiết thủy lực quan trọng nhất giữ chức năng thực hiện việc trao đổi năng lượng của máy là bánh công tác. Hai bộ phận tiếp giáp trước và sau bánh công tác là dẫn dòng vào và ra. Hai chi tiết này không trực tiếp tham gia trao đổi năng lượng, nhưng chúng giữ vai trò tạo điều kiện cho bánh công tác thực hiện có hiệu quả việc trao đổi năng lượng. Nếu các bộ phận dẫn dòng không được tính toán thiết kế hợp lý sẽ ảnh hưởng tới hiệu suất của việc trao đổi năng lượng.

- Bộ phận dẫn dòng ra làm nhiệm vụ dẫn chất lỏng từ bánh công tác ra ống đẩy, nó phải đảm bảo được các yêu cầu cơ bản sau :

- Đảm bảo dòng đối xứng trục sau khi ra khỏi bánh công tác tạo điều kiện thuận lợi cho chuyển động ổn định của dòng trong bánh công tác.

- Giảm động năng của dòng ra khỏi bánh công tác để giảm tổn thất năng lượng của dòng trong đường ống đẩy. Kinh nghiệm cho thấy khoảng 25% động năng biến đổi thành áp năng trong khu vực này là phù hợp.

- Hiện nay người ta thường dùng hai loại buồng dẫn đó là buồng dẫn kiểu ống xoắn (gọi là buồng xoắn) và buồng dẫn kiểu cánh. Trong đồ án này em thiết kế kiểu buồng dẫn ra kiểu xoắn, loại có một ống xoắn (kiểu buồng xoắn đơn).

Từ yêu cầu thực tế cũng như lý thuyết và vai trò của buồng xoắn người ta đưa ra hai phương pháp thiết kế buồng xoắn đó là:

- Dòng chảy trong rãnh xoắn là đối xứng trục hay  $C_u \cdot R = \text{const}$  với giả thiết chất lỏng công tác là lý tưởng.

- Xuất phát từ giá trị trung bình vận tốc  $C_3$  của dòng chất lỏng của tất cả các thiết diện buồng xoắn là hằng số.

- Khi ấy thiết diện buồng xoắn có rất nhiều dạng khác nhau như : hình thang, tròn, vuông. Trong đồ án ta sẽ thiết kế dạng buồng xoắn hình thang với quy luật  $c_u r = \text{const}$ .

### 3.4. Tính toán thiết kế buồng xoắn theo quy luật $c_v r = \text{const}$

#### Tính toán vận tốc dòng chảy trung bình

Vận tốc dòng chảy trung bình là một thông số quan trọng trong thiết kế và phân tích các hệ thống dẫn dòng như ống dẫn, kênh hở hoặc buồng làm việc của bơm. Việc xác định chính xác vận tốc dòng chảy trung bình giúp đánh giá khả năng vận chuyển chất lỏng, tổn thất năng lượng và hiệu quả làm việc của thiết bị.

Vận tốc dòng chảy trung bình được tính theo công thức:

$$V_{tb} = \frac{Q}{A}$$

Trong đó:

- $V_{tb}$  là vận tốc dòng chảy trung bình (m/s),

- Q là lưu lượng dòng chảy ( $m^3/s$ ),
- A là diện tích tiết diện dòng chảy ( $m^2$ ).

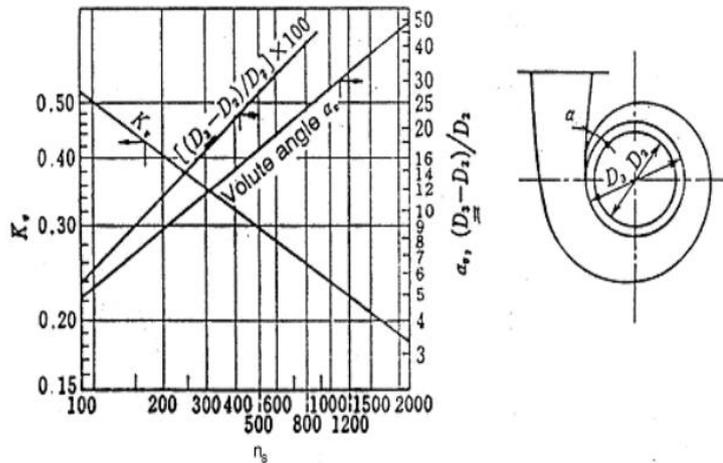
Sau khi xác định được lưu lượng và tiết diện, vận tốc trung bình được tính toán để phục vụ cho các bước tiếp theo như tính tổn thất áp suất, thiết kế hình dạng đường ống, buồng công tác hoặc kiểm tra điều kiện chảy rối – chảy tầng. Việc đảm bảo vận tốc dòng chảy nằm trong giới hạn cho phép là điều kiện tiên quyết để hệ thống hoạt động ổn định và hiệu quả.

Các thông số đầu vào để tính toán buồng xoắn được lấy từ bánh công tác sau khi đã tính toán:

	Đơn vị	
Q	$m^3/h$	600
H	m	107
Ns	v/p	138,7750
D2	mm	290
$\delta$	mm	3,5
b2	mm	27

### 3.5. Tính toán vận tốc trung bình dòng chảy

Để thiết kế vỏ xoắn cho bơm ly tâm, một trong những thông số quan trọng cần xác định là vận tốc trung bình của dòng chất lỏng chảy trong ống xoắn. Vận tốc này ảnh hưởng trực tiếp đến kích thước hình học của vỏ bơm cũng như hiệu suất làm việc của toàn bộ hệ thống.



Hình 3.3 Biểu đồ hằng số xoắn ốc

Vận tốc trung bình được tính dựa trên cột áp thiết kế và hệ số kinh nghiệm  $k_v$  theo công thức:

$$V_v = k_v \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

Trong đó:

- $k_v$  là hệ số thực nghiệm, tra từ biểu đồ kinh nghiệm (hình 4.1), có giá trị là 0.42 đối với loại bơm đang thiết kế.
- $g$  là gia tốc trọng trường (9.81 m/s<sup>2</sup>).
- $H$  là cột áp thiết kế của bơm (ở đây chọn  $H = 107$  mH).

Thay các giá trị vào công thức ta được:

$$V_v = 0,42 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 107} = 19,2438 \text{ ( m/s )}$$

Giá trị vận tốc này sẽ được sử dụng trong các bước tính toán tiếp theo, đặc biệt là khi xác định diện tích tiết diện của vỏ xoắn.

### 3.6. Tính toán diện tích tiết diện của vỏ xoắn

Diện tích tiết diện của vỏ xoắn là thông số cần thiết để đảm bảo rằng lưu lượng nước được dẫn đi một cách liên tục và không gây tổn thất áp suất lớn trong quá trình hoạt động của bơm.

Diện tích tổng thể của vỏ xoắn được xác định theo công thức:

$$A_v = \frac{Q_s}{V_v}$$

Trong đó:

- $Q_s$  là lưu lượng thiết kế của bơm (lấy bằng 600 m<sup>3</sup>/h).
- $V_v$  là vận tốc trung bình dòng chảy đã tính ở trên (19,2438 m/s).

Thay vào công thức:

$$A_v = \frac{0,16667 \cdot 10^6}{19,2438} = 8660 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Sau khi xác định diện tích tổng  $A_v$ , ta tiến hành chia nhỏ tiết diện tương ứng với từng đoạn của vỏ xoắn. Giả sử vỏ xoắn được chia thành 8 đoạn, thì tiết diện của từng đoạn được tính theo tỷ lệ:

$$A_{vi} = A_v \cdot \frac{i}{8}, \quad i = 1 \rightarrow 8$$

$$A_{vi} = 8660 \cdot \frac{1}{8} = 1082,5 \text{ (mm}^2\text{)}$$

Việc chia đều theo tỉ lệ này giúp đảm bảo phân bố lưu lượng đều quanh vỏ xoắn, góp phần nâng cao hiệu suất thủy lực và giảm tổn thất năng lượng trong quá trình vận hành.

### 3.7. Tính toán đường kính vòng đáy của vỏ xoắn

Đường kính vòng đáy của vỏ xoắn, ký hiệu là  $D_3$ , là một thông số hình học quan trọng trong thiết kế vỏ xoắn bơm ly tâm. Thông số này ảnh hưởng đến sự phân bố đều của lưu lượng trong vỏ xoắn, từ đó tác động đến hiệu suất thủy lực của bơm.

Đường kính  $D_3$  được xác định theo tỉ số giữa đường kính vòng đáy và đường kính đầu ra của bánh công tác  $D_2$  thông qua công thức:

$$Ratio = \left( \frac{D_3 - D_2}{D_2} \right) \cdot 100$$

Trong đó:

- $D_2$  là đường kính đầu ra của bánh công tác (tính hoặc cho sẵn từ thiết kế trước đó).
- Tỉ số "ratio" được xác định dựa trên biểu đồ tra theo tốc độ riêng  $n_s$  của bơm. Với tốc độ riêng  $n_s = 138,7750$  rpm, ta tra được ratio = 7 (theo Hình 4,1 của tài liệu gốc).

Từ công thức trên, suy ra:

$$D_3 = \left( \frac{ratio \cdot D_2}{100} \right) + D_2$$

Thay số vào:

$$D_3 = \left( \frac{7 \cdot 290}{100} \right) + 290 = 310,3 \text{ (mm)}$$

Như vậy, đường kính vòng đáy của vỏ xoắn được xác định là 310,3 (mm). Kích thước này sẽ được sử dụng để xây dựng hình học của vỏ xoắn, đảm bảo sự khớp nối hợp lý giữa bánh công tác và vỏ bơm, đồng thời giảm thiểu tối đa các tổn thất thủy lực trong vùng thoát của bánh công tác.

### 3.8. Tính toán bề rộng vỏ xoắn (Volute Width)

Bề rộng vỏ xoắn  $b_v$  là thông số hình học quan trọng, ảnh hưởng đến khả năng dẫn dòng của vỏ bơm và hiệu quả thủy lực. Trong thiết kế này, bề rộng vỏ xoắn được xác định theo hai phương pháp:

- Phương pháp thứ nhất, xác định theo kích thước bánh công tác:

$$b_v = b_2 + 2 \times \text{độ dày tấm chắn} + 2 \times \text{khoảng hở mỗi bên của bánh công}$$

Thay số:

$$b_v = 27 + 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 4,5 = 43 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

- $b_2 = 27$  (mm) là chiều rộng tại cửa ra bánh công tác.
- Độ dày tấm chắn là 3,5 mm mỗi bên.

- Khoảng hở được thiết kế là 4.5 mm mỗi bên.
- Phương pháp thứ hai, áp dụng cho bơm có tốc độ riêng thấp ( $100 \leq n_s \leq 500$ )
- $b_v = 2 \cdot b_2 = 2.27 = 54$

Kết luận: Trong cả hai phương pháp, bề rộng vỏ xoắn cho kết quả  $b_v = 43$  mm,  $b_v = 54$  mm, nên giá trị được chọn theo phương pháp thứ nhất  $b_v = 43$ .

### 3.9. Tính toán góc vỏ xoắn (Volute Angle)

Góc mở vỏ xoắn  $\alpha_v$  ảnh hưởng đến quá trình tăng tiết diện dòng chảy trong vỏ và được xác định dựa trên tốc độ riêng  $n_s$  của bơm thiết kế. Theo biểu đồ tra từ tài liệu thiết kế vỏ xoắn, với:

$$n_s = 138,7750 \text{ rpm}$$

Ta xác định được:

$$\alpha_v = 6,5^\circ$$

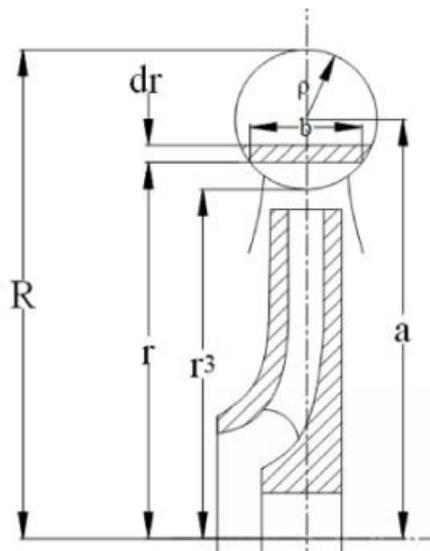
Góc ôm buồng  $\varphi_{bx}$  được lấy theo bảng sau:

$n_s$ (v/ph)	60	90	130	190	280
$\varphi_{bx}$	$360^\circ$	$350^\circ$	$340^\circ$	$330^\circ$	$320^\circ$

Bảng 4.1 Góc bao buồng xoắn  $\varphi_{bx}$  phụ thuộc vào  $n_s$

Với  $n_s = 138,7750$  (v/ph) theo bảng trên ta chọn  $\varphi_{bx} = 340^\circ$

Góc này đảm bảo sự mở rộng đều của vỏ xoắn, tạo điều kiện thuận lợi cho việc giảm tốc độ dòng chảy và biến đổi động năng thành áp năng trong quá trình làm việc của bơm.



Hình 3.4 Minh họa cho lý thuyết tính toán buồng xoắn

### 3.10 Tính toán chiều dày thành vỏ xoắn (Volute Wall Thickness)

Chiều dày thành vỏ xoắn được lựa chọn dựa trên đường kính ống hút, theo bảng tiêu chuẩn như sau:

Đường kính ống hút (mm)	Chiều dày tối thiểu (mm)
40–80	5
100–250	6
300	8
400	10
500	12

Vì trong thiết kế này, đường kính ống hút là 140 mm, thuộc khoảng 100–250 mm, nên chiều dày thành vỏ xoắn được chọn là 7 mm.

### 3.11 Tính các thông số khác để bố trí vỏ xoắn ( $\rho_{vi}$ và $r_{vi}$ )

Các yêu cầu bổ sung để xác định hình dạng mặt cắt ngang của các tiết diện vỏ xoắn bao gồm các thông số  $\rho_{vi}$  và  $r_{vi}$

Giá trị  $\rho_{vi}$  được tính theo công thức:

$$\rho_{vi} = \sqrt{\frac{A_{vi} + 0,604b_v^2}{0,367}}$$

Trong đó:

- $A_{vi}$ : diện tích mặt cắt tại vị trí  $i$
- $b_v$ : chiều rộng vỏ xoắn

Với  $i = 1$ :

$$\rho_{vi} = \sqrt{\frac{1082,5 + 0,604 \cdot 43^2}{0,367}} = 77,4121 \text{ (mm)}$$

Tương tự, giá trị  $\rho_{vi}$  được tính cho các giá trị  $i$  từ 1 đến 8.

Sau khi có  $\rho_{vi}$ , giá trị  $r_{vi}$  được xác định theo công thức:

$$r_{vi} = 0,206 \cdot \rho_{vi}$$

Với  $i = 1$ :

$$r_{vi} = 0,206 \cdot 77,4121 \text{ (mm)}$$

Quy trình tính toán này được lặp lại theo các tiết diện vò xoắn ứng với  $i$  từ 1 đến 8. Kết quả tổng hợp của các phép tính được thể hiện trong 'bảng 4' dưới đây.

$i$	$A_{vi}$	$P_{vi}$	$r_{vi}$
1	1082.5	77.41209306	15.94689117
2	2165	94.56333028	19.48004604
3	3247.5	109.0495975	22.46421708
4	4330	121.8253093	25.09601372
5	5412.5	133.3828972	27.47687683
6	6495	144.0159316	29.66728191
7	7577.5	153.9161455	31.70672597
8	8660	163.2169449	33.62269066

Bắt đầu sau tiết diện  $Q_{340^\circ}$  là phần ống loe có tiết diện biến đổi từ tiết diện tính toán đến tiết diện cuối cùng (nối với ống đậy). Các tiết diện chuyển tiếp phải có diện tích bằng diện tích hình tròn tương đương ứng với độ loe tính toán. Góc loe cũng như chiều dài ống loe được tính toán sao cho đảm bảo các điều kiện sau:

- Vận tốc trung bình ở cửa ra ống loe :

$$v_{loe} = (2 \div 6) \text{ m/s}$$

- Góc loe phải đảm bảo hợp lý, không gây nên tách thành, thông thường  $\alpha_{loe} = 5^\circ \div 12^\circ$ . Trường hợp ống loe cong có thể lấy lên  $16^\circ$ .

Để tính toán ống loe, cần đưa ống loe về dạng ống loe nón tương đương. Đường kính lớn của ống loe bằng đường kính ống đậy  $D_{ra}$ , còn đường kính nhỏ bằng đường kính tương đương  $D_{td}$  xác định từ diện tích lớn nhất của buồng xoắn  $A_{340^\circ}$ :

$$D_{td} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{loe}}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,0876}{\pi \times 8}} = 0,0165 \text{ (m)} = 163,2 \text{ (mm)}$$

Đường kính ống ra khỏi buồng xoắn được chọn trong dải tiêu chuẩn. Căn cứ vào tài liệu trong giáo trình Lý thuyết cánh của PGS. TS Hoàng Thị Bích Ngọc ta chọn  $D_{ra} = 250$  (mm)

Đường kính tương đương xác định từ mặt cắt  $\theta^\circ = 340$  của buồng xoắn :

$$D_{td} = 163.2169449 \text{ (mm)}$$

Chọn chiều dài  $L$  là  $L = 428$  (mm)

Vậy ta có góc loe là :

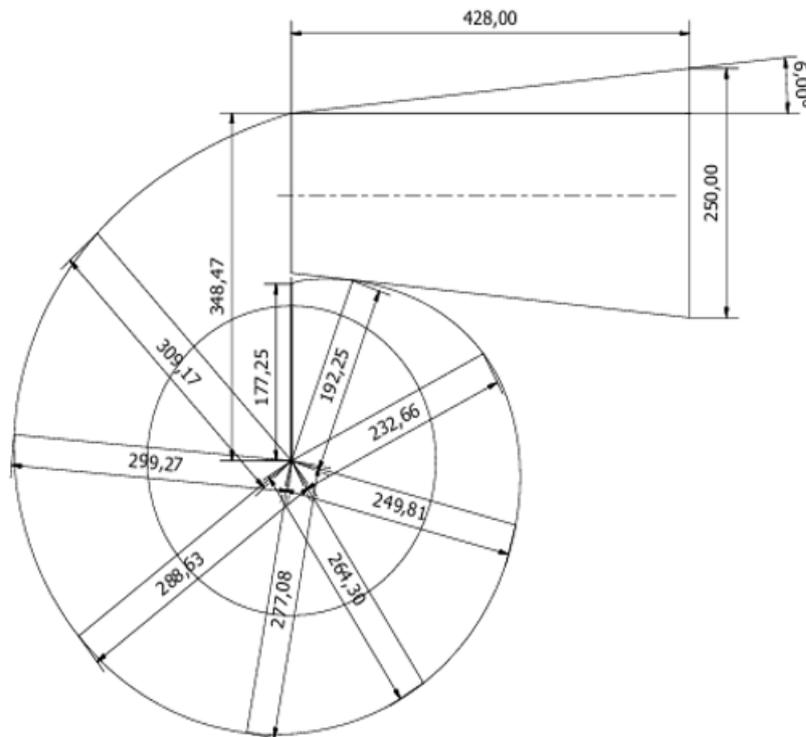
$$\alpha_{toe} = \arctg = \frac{250-163,2}{2.428} = 6^{\circ}$$

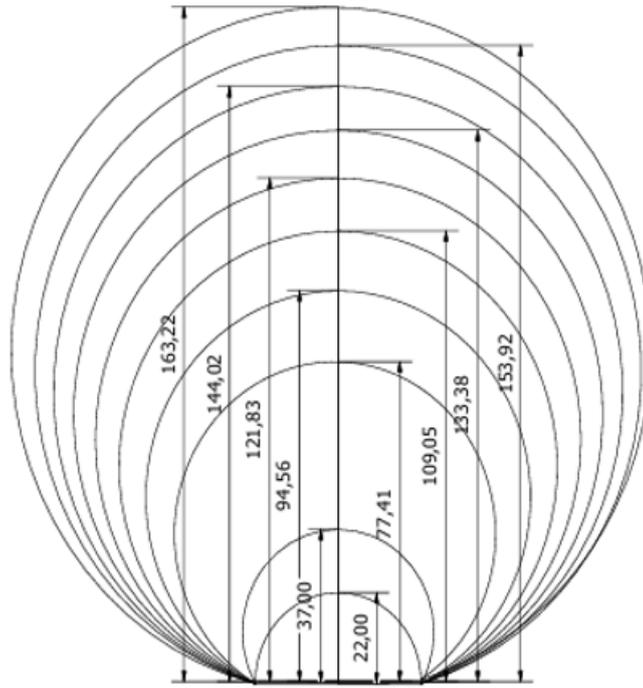
Sau khi đã tính toán xong, ta tiến hành xây dựng (vẽ) đường cong ngoài của buồng xoắn như sau. Trước tiên ta dựng các tia cách nhau  $42.5^{\circ}$ . Trên các tia này ta xác định các điểm từ 0 đến VIII là các Ri tương ứng tung tiết diện. Đối với cung tròn đầu tiên ta có thể vẽ một đường tròn bất kỳ đi qua hai điểm 0 và I sao cho nhìn có độ cong hợp lý (có một gợi ý là ta có thể vẽ một đường spline đi qua tám điểm trên rồi vẽ đường tròn này có độ cong gần với độ cong của đường spline đi qua hai điểm 0 và I) với cung tròn thứ hai, ta có hai cách vẽ như sau:

1- Nếu ta sử dụng cad để vẽ thì, từ điểm 0 ta vẽ một đường thẳng đi qua tâm của cung tròn thứ nhất, vẽ trung trực của đoạn thẳng nối hai điểm I và II. Ta được giao điểm của hai đường này là tâm của cung tròn thứ hai. Cứ như vậy ta vẽ tiếp cho các cung tròn còn lại.

2- Nếu ta sử dụng phần mềm SolidWorks để vẽ thì: ta vẽ một đường tròn bất kỳ, bắt tạo mối quan hệ gắn kết giữa đường tròn này với điểm I và điểm II, sau đó ta điều chỉnh bán kính của đường tròn này sao cho tiếp tuyến tại điểm I của cung tròn 1 và tiếp tuyến của đường tròn này nằm trên cùng một đường thẳng, tương tự ta vẽ được các cung tròn khác.

Kết quả tính toán được cụ thể bằng hình vẽ như sau:





Hình 3.5 Biên dạng buồng xoắn

## Chương 4: MÔ HÌNH HÓA VÀ MÔ PHỎNG CFD

### 4.1. Giới thiệu về CFD (Computational Fluid Dynamics)

CFD (Computational Fluid Dynamics – Tính toán động lực học chất lỏng) là một lĩnh vực thuộc cơ học chất lỏng ứng dụng, sử dụng các phương pháp số và thuật toán để mô phỏng và phân tích các hiện tượng dòng chảy chất lỏng và khí. Bằng cách giải hệ phương trình Navier–Stokes cùng các phương trình bảo toàn khối lượng, động lượng và năng lượng, CFD cho phép phân tích chi tiết sự phân bố áp suất, vận tốc, nhiệt độ và các đặc tính dòng chảy bên trong hoặc xung quanh các vật thể kỹ thuật.

Với sự phát triển của phần mềm mô phỏng hiện đại như ANSYS Fluent, CFX, Star-CCM+, CFD đã trở thành một công cụ quan trọng trong quá trình thiết kế, tối ưu hóa và đánh giá hiệu suất của các hệ thống kỹ thuật, đặc biệt trong các lĩnh vực như hàng không, ô tô, năng lượng, cơ điện tử và máy thủy lực.

Trong đồ án này, CFD được sử dụng để mô phỏng dòng chảy bên trong bơm ly tâm, từ đó đánh giá các đại lượng thủy lực quan trọng như cột áp, hiệu suất, tổn thất áp suất và phân bố dòng. Việc ứng dụng CFD không chỉ giúp hiểu rõ hơn về đặc tính làm việc của bơm mà còn hỗ trợ quá trình tối ưu hóa hình học bánh công tác và vỏ bơm, nhằm nâng cao hiệu suất toàn hệ thống mà không cần chế tạo và thử nghiệm vật lý ngay từ đầu.

### 4.2. Phương pháp chia lưới trong mô phỏng CFD

Trong mô phỏng CFD, chia lưới (meshing) là bước quan trọng nhằm phân chia miền tính toán thành các phần tử nhỏ (cell hoặc element) để phần mềm có thể giải được các phương trình vi phân mô tả dòng chảy chất lỏng. Độ chính xác và độ hội tụ của kết quả mô phỏng phụ thuộc rất nhiều vào chất lượng lưới.

Có ba loại lưới cơ bản thường được sử dụng:

- *Lưới tứ diện (tetrahedral mesh)*: thích hợp với các hình học phức tạp, dễ tạo lưới tự động nhưng có thể gây tăng số lượng phần tử và giảm độ chính xác.
- *Lưới lục phương (hexahedral mesh)*: có độ chính xác cao hơn, đặc biệt hiệu quả với dòng chảy có hướng ưu tiên (dòng chảy trục, dòng trong ống), nhưng khó sinh tự động cho hình học phức tạp.
- *Lưới lai (hybrid mesh)*: kết hợp các loại lưới (thường là lưới tứ diện + prism layer) để tận dụng ưu điểm của từng loại.

Trong mô hình bơm ly tâm, cần chú trọng chia lưới mịn tại các vùng có thay đổi lớn về vận tốc và áp suất như vùng cánh bơm, khe hở giữa cánh và volute, vùng ra miệng hút và cửa thoát. Ngoài ra, cần tạo lớp biên (boundary layer) bằng các lớp prism để mô phỏng chính xác gradient vận tốc sát thành.

Các chỉ số chất lượng lưới quan trọng cần đảm bảo gồm:

- Orthogonal Quality  $\geq 0.15$  (càng gần 1 càng tốt)

- Aspect Ratio < 100 (càng nhỏ càng tốt)
- Số phần tử vừa đủ để đảm bảo độ chính xác nhưng không làm tăng quá tải tính toán.

Trong đồ án này, phần mềm ANSYS Meshing được sử dụng để chia lưới cho mô hình bánh công tác và vỏ bơm. Quá trình chia lưới đảm bảo cân bằng giữa chất lượng, số lượng phần tử và thời gian mô phỏng nhằm đảm bảo kết quả đạt độ tin cậy cao.

#### 4.3. Phần mềm và mô hình sử dụng

- Phần mềm mô phỏng: ANSYS Fluent
- Phương pháp giải: Steady-state (dòng chảy ổn định)
- Mô hình nhiễu loạn: SST  $k-\omega$  (Shear Stress Transport)
- Miền tính toán: Bao gồm bánh công tác và vỏ bơm
- Môi chất: Nước ( $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0.001003 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ )

#### 4.4. Chia lưới (Meshing)

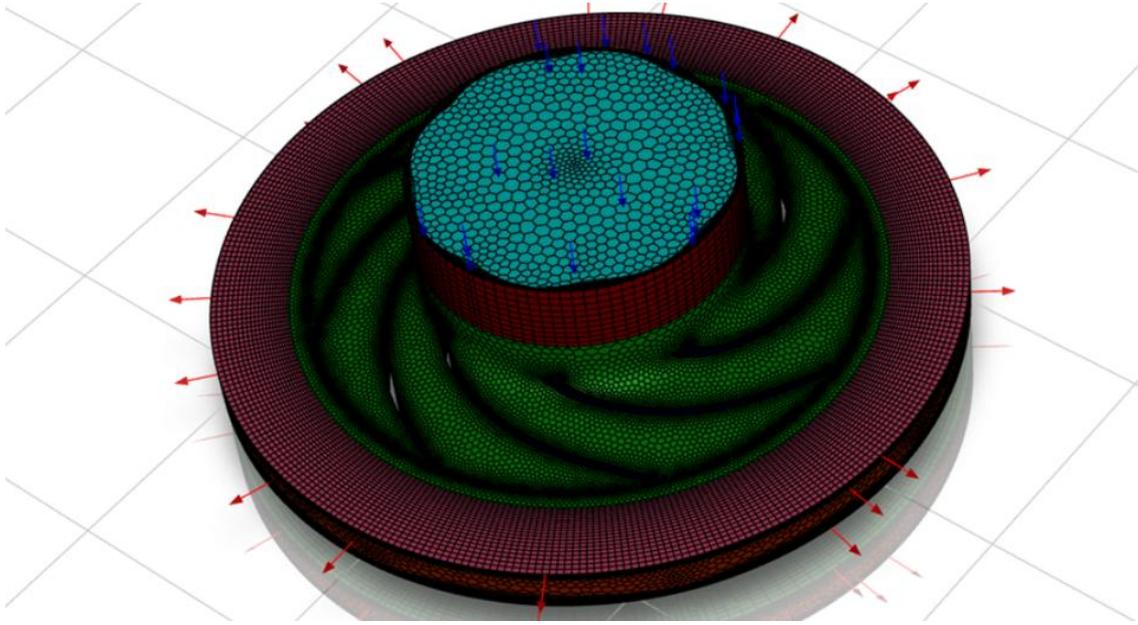
- Loại phần tử: Polyhedral hoặc Tetrahedral (tứ diện không đều)

#### Điều kiện biên (Boundary Conditions)

- Inlet (đầu vào):
  - Loại: Total Pressure Inlet
  - Áp suất: 0 Pa (chuẩn áp suất khí quyển)
  - Turbulent Intensity: 5%
- Outlet (đầu ra):
  - Loại: Mass Flow Outlet
  - Lưu lượng:  $600 \text{ m}^3/\text{h}$  (tương đương  $0.1667 \text{ m}^3/\text{s}$ )
- Wall: Tất cả bề mặt được đặt là no-slip, bề mặt bánh công tác đặt ở chế độ rotating reference frame (2900 vòng/phút).

Bánh công tác (Iterations: 405)

Cells	Faces	Nodes
2002069	8428401	4622965

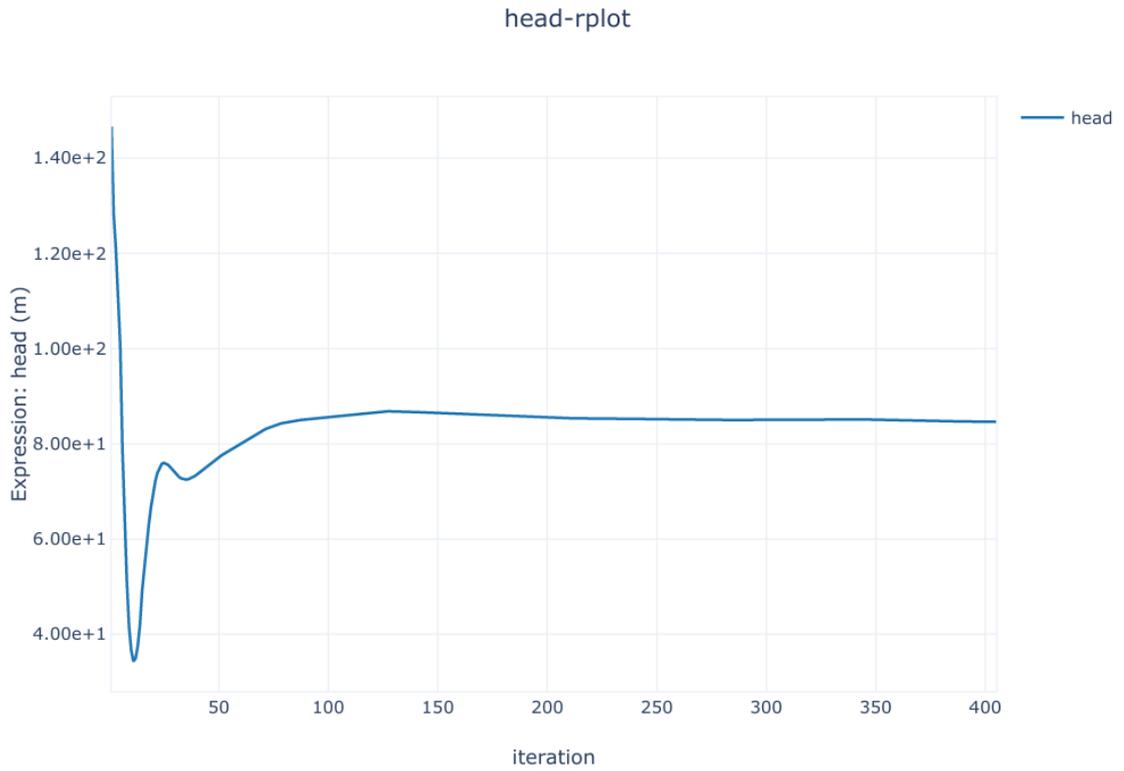


Hình 4.1 Cấu trúc lưới bánh công tác

## Residuals

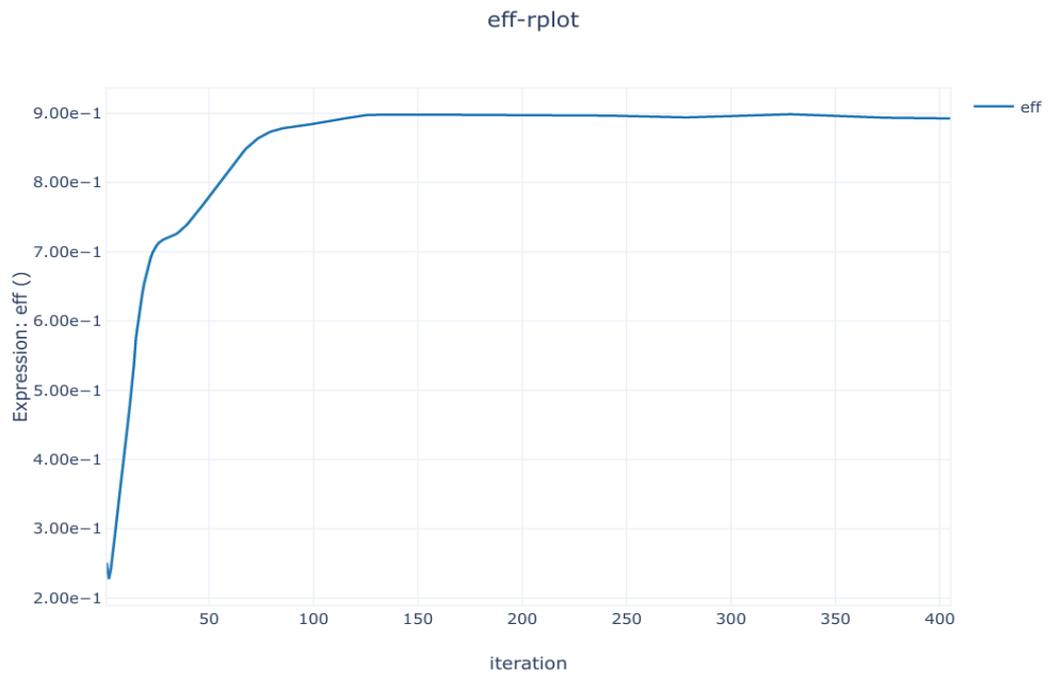


Hình 4.2 Biểu đồ residuals bánh công tác



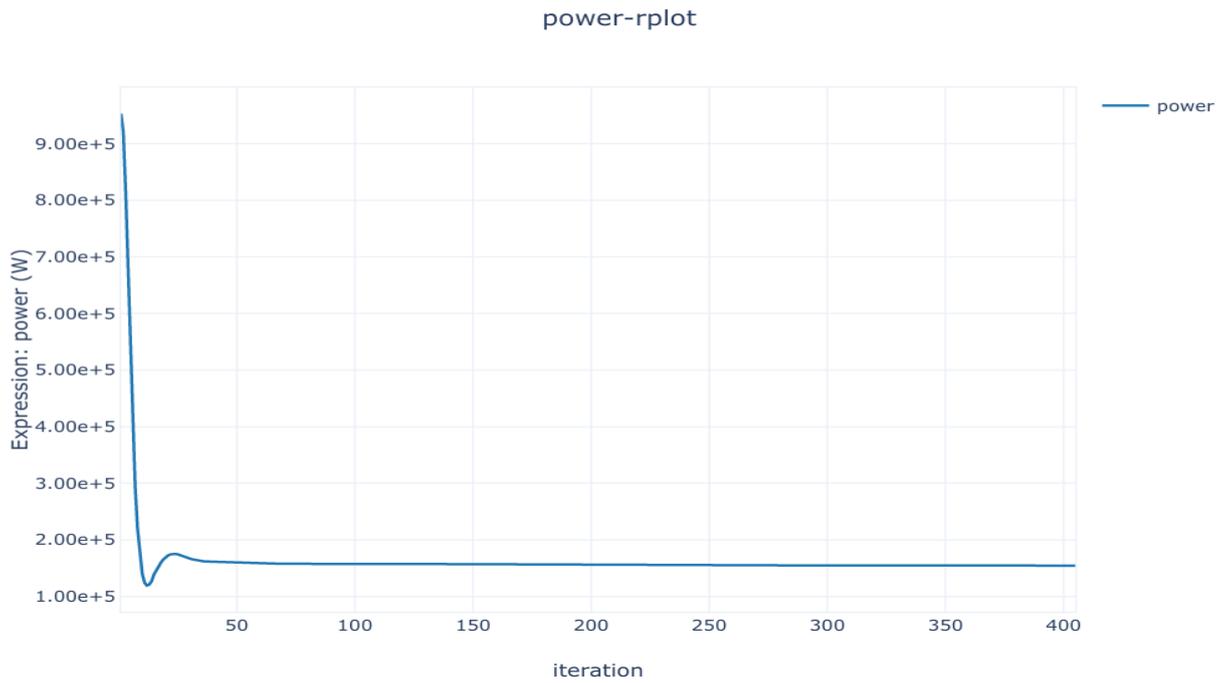
Hình 4.3 Biểu đồ hội tụ cột áp bánh công tác

eff-rplot



Hình 4.4 Biểu đồ hội tụ hiệu suất bánh công tác

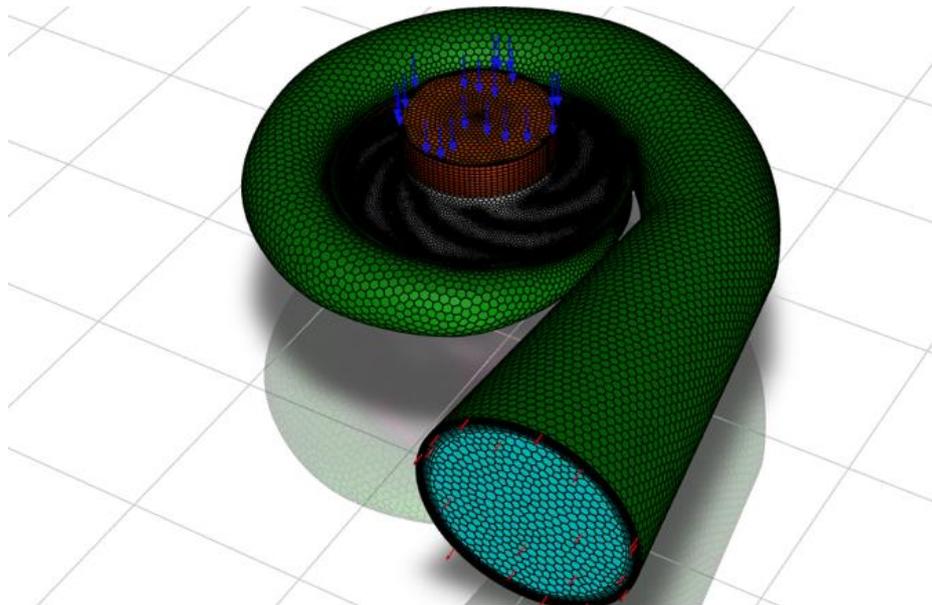
## power-rplot



Hình 4.5 Biểu đồ hội tụ công suất bánh công tác

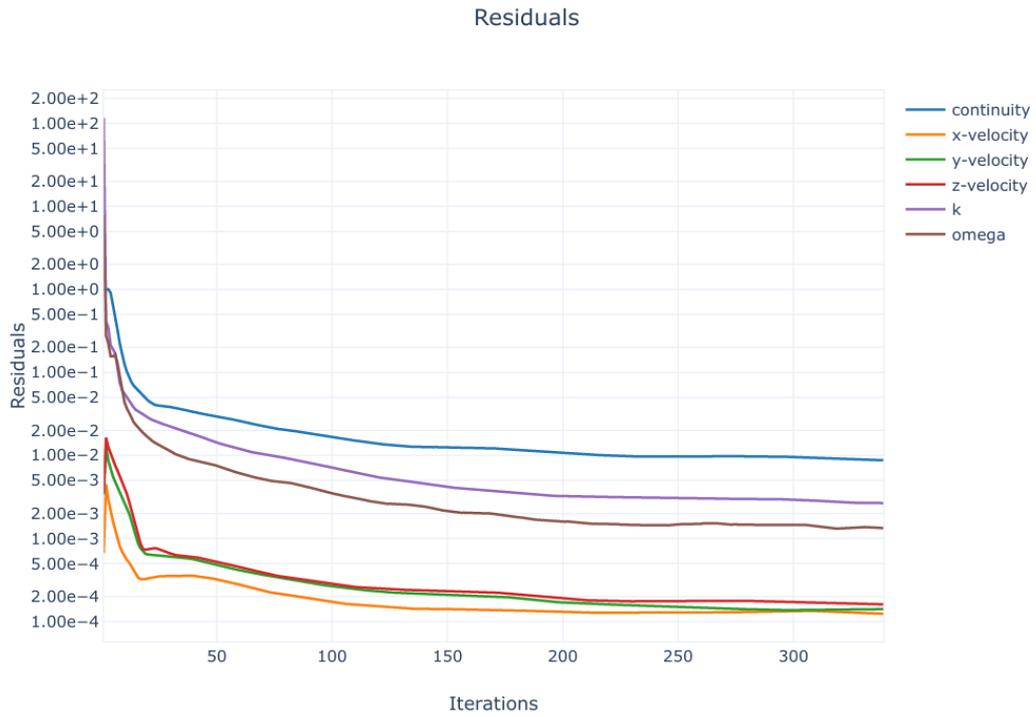
Bơm li tâm Iterations: 339

Cells	Faces	Nodes
1940894	8595117	4971617



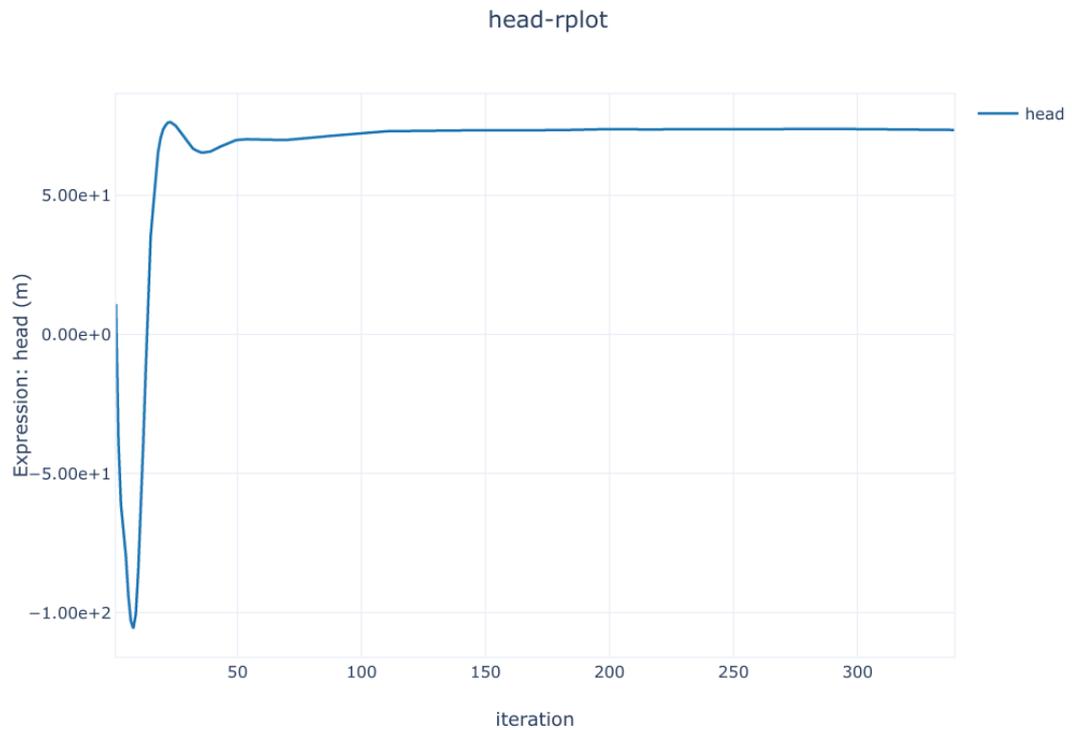
Hình 4.6 cấu trúc lưới bơm ly tâm

## Residuals



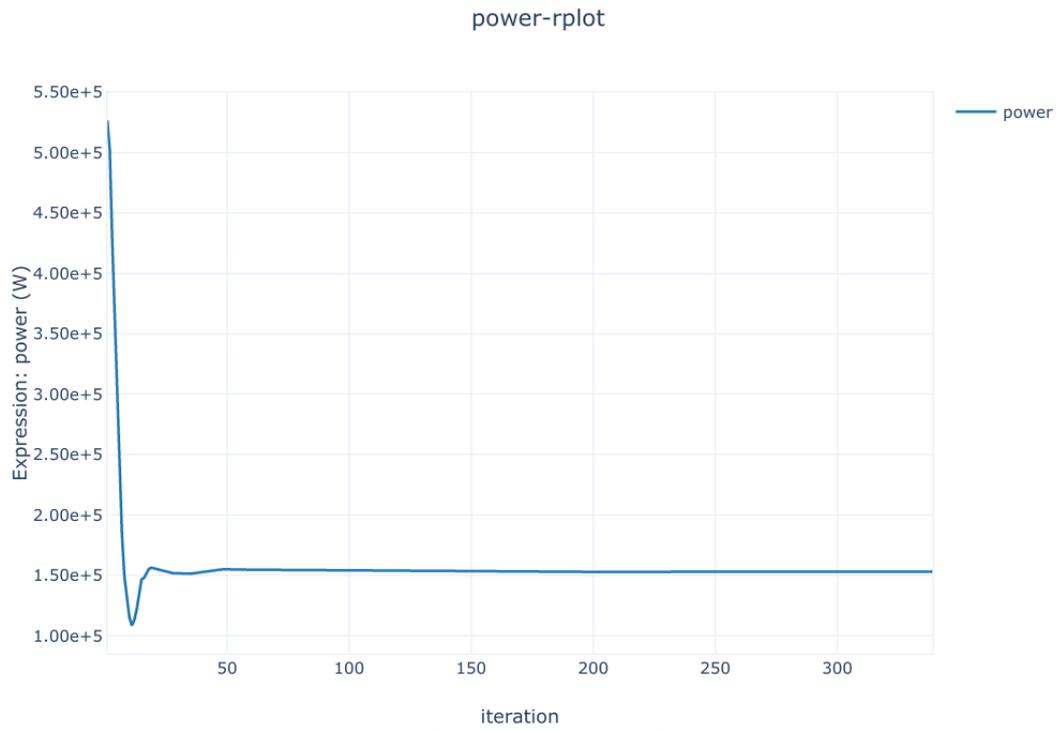
Hình 4.7 Biểu đồ residuals bơm ly tâm

## head-rplot



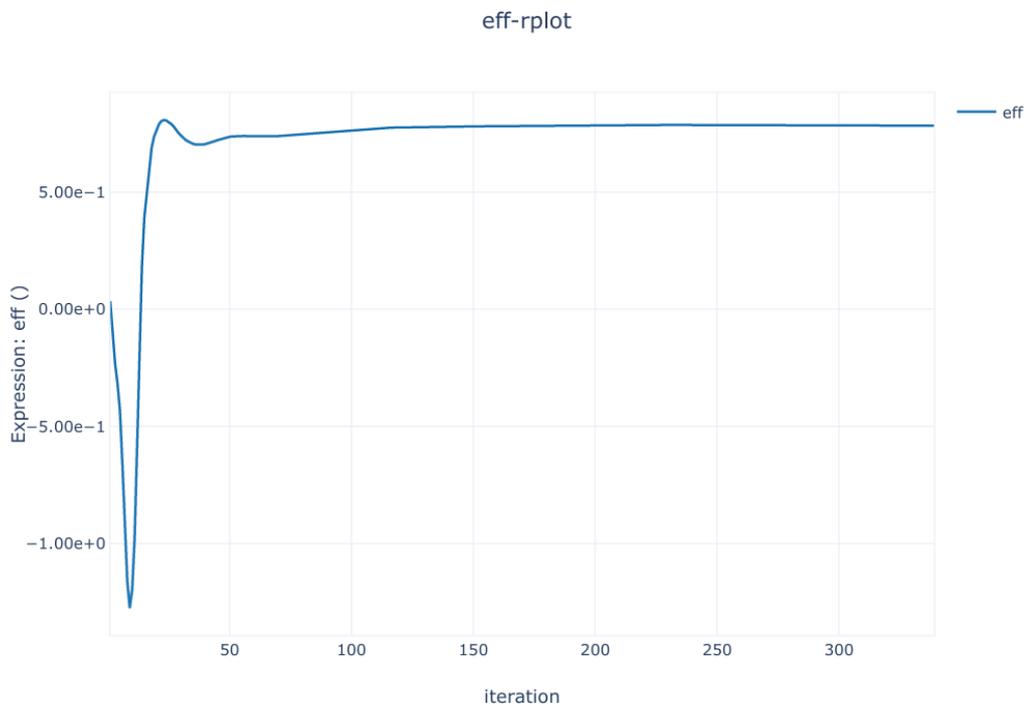
Hình 4.8 biểu đồ hội tụ cột áp

## power-rplot



Hình 4.9 Biểu đồ hội tụ công suất bơm ly tâm

## eff-rplot

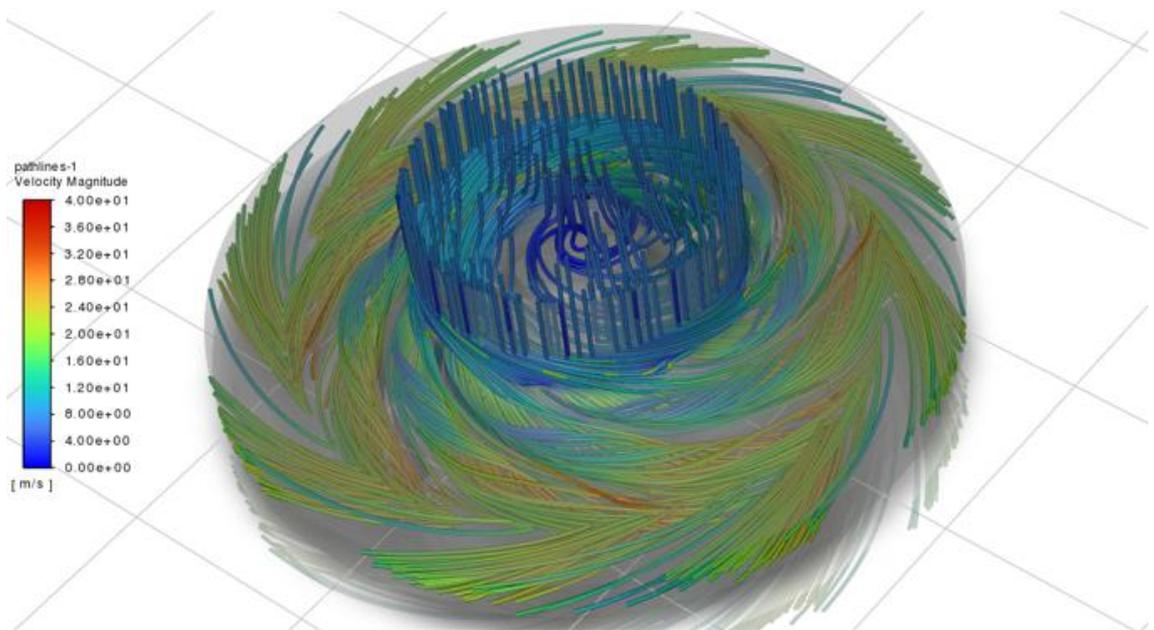


Hình 4.10 Biểu đồ hội tụ hiệu suất bơm ly tâm

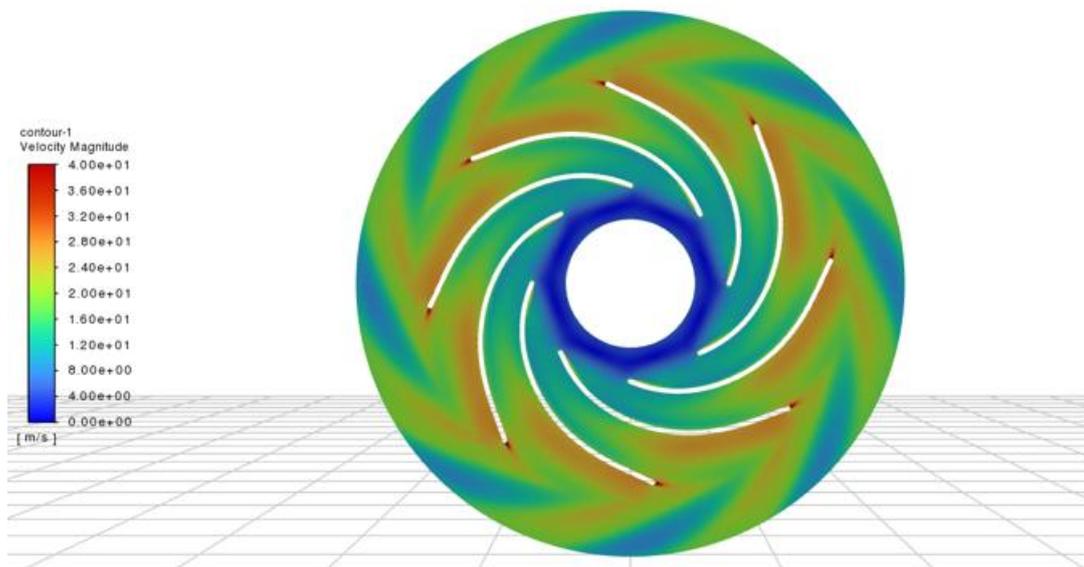
## 4.5. Kết quả mô phỏng

### Bánh công tác

moment	-508.9597	N m
eff	0.892548	
power	154564.6	w
head	84.61537	m



Hình 4.11 Trường vận tốc bánh công tác

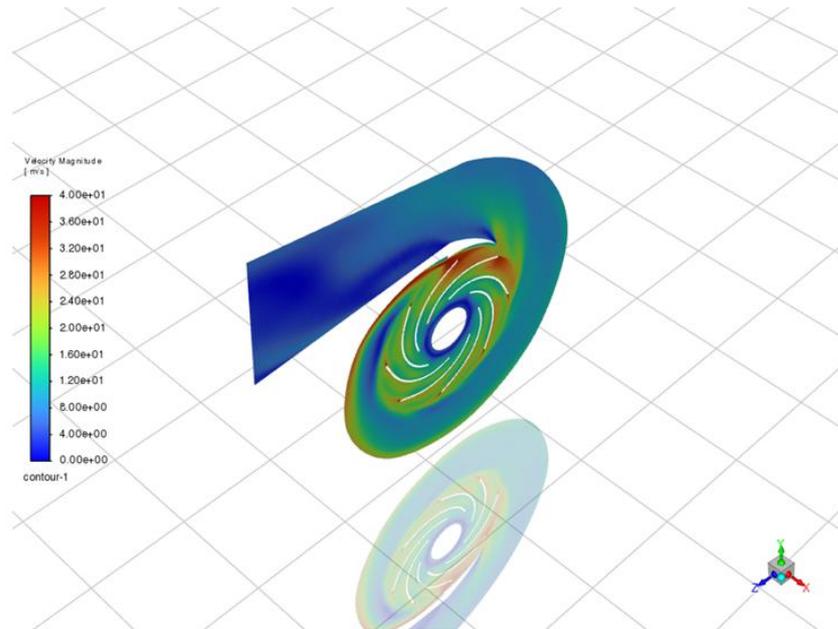


Hình 4.12 Phân bố trường vận tốc trên mặt cắt bánh công tác

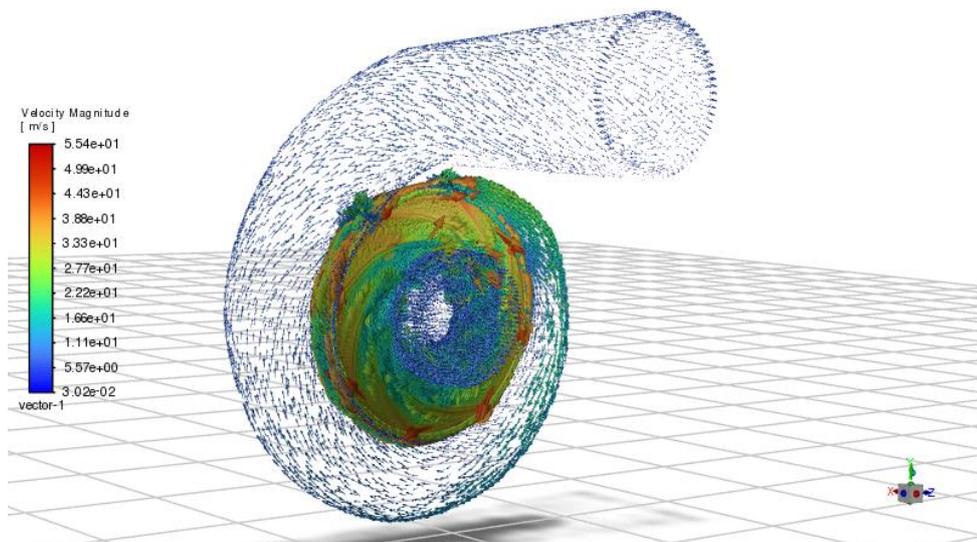
Bơm ly tâm

moment	-504.0481	N m
eff	0.7831065	
power	153073	w
head	73.52365	m

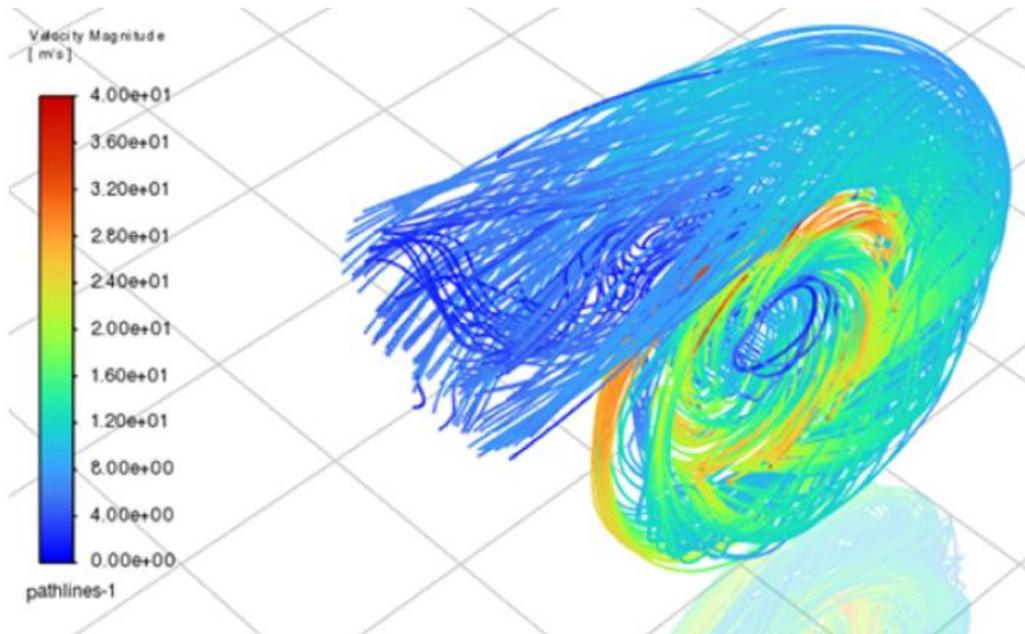
contour-1



Hình 4.13 phân bố vận tốc trên mặt cắt bơm ly tâm



Hình 4.14 Trường vận tốc bơm ly tâm



Hình 4.15 Trường vận tốc bơm ly tâm

## 4.6 Phân tích và đánh giá kết quả

### *Bánh công tác*

Hiệu suất (89.3%)

- Đây là mức hiệu suất tốt cho một bơm ly tâm đơn tầng.
- Điều này cho thấy:
  - Thiết kế hình học cánh bơm hợp lý (góc cánh, bề rộng kênh dòng, độ cong cánh).
  - Dòng chảy ổn định, ít tổn thất do xoáy ngược hoặc va chạm.
  - Mesh và boundary condition trong mô phỏng được cấu hình chuẩn xác.

### *Phân tích đường dòng*

#### *Dòng chảy:*

- Dòng chảy phân bố đều từ tâm ra ngoài (quy luật của lực ly tâm).
- Không có vùng xoáy mạnh hoặc dòng cắt → chứng tỏ thiết kế đầu vào khá tốt, không gây xung lực.

- Vùng vận tốc cao nhất (màu đỏ) tập trung ở rìa ngoài – đúng với quy luật tăng động năng theo bán kính.

#### Vùng trung tâm:

- Vùng tốc độ rất thấp tại tâm cánh (màu xanh đậm), điều này là bình thường vì đây là vùng áp thấp hút dòng vào.
- Không thấy dấu hiệu rõ rệt của backflow → thiết kế đầu hút là ổn.

#### Tổng kết

- Bánh công tác mô phỏng cho kết quả tốt cả về hiệu suất và phân bố dòng chảy.
- Cột áp 84.61537 m với hiệu suất gần 90% ở 2900 rpm là tối ưu, chứng tỏ mô hình thiết kế có khả năng ứng dụng thực tế.

#### Bơm ly tâm

##### Dòng chảy ra khỏi cánh bơm:

- Màu đỏ và cam ( $v > 4.5$  m/s) tập trung tại phần đầu cánh bơm → chứng tỏ năng lượng động học được gia tăng tốt nhờ lực ly tâm.
- Phân bố vận tốc này là điển hình cho bơm ly tâm, khi chất lỏng được tăng tốc ra ngoài.

##### Vùng lõm trung tâm (mắt bơm):

- Vận tốc rất thấp (xanh dương nhạt,  $< 5$  m/s) → phù hợp vì đây là vùng hút.
- Nếu có các vector hỗn loạn hoặc vùng xoáy mạnh tại đây thì có thể gây hiện tượng xoáy ngược (backflow) hoặc tạo xoáy ở đầu hút → cần kiểm tra kỹ.

##### Ống xoắn (volute):

- Vector vận tốc thể hiện dòng chảy được dẫn hướng hợp lý về phía ống ra.
- Cần kiểm tra thêm về phân bố áp suất để đánh giá tổn thất hoặc hiện tượng xâm thực (cavitation).

##### Hướng vector và cấu trúc dòng:

- Vector vận tốc phân bố đều và trơn tru → dấu hiệu của mô phỏng ổn định, không có hiện tượng mất hội tụ.

## Chương 5: KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

### 5.1. Kết quả nghiên cứu và thiết kế

Thông qua việc ứng dụng mô hình hóa số và công cụ mô phỏng CFD vào thiết kế bơm ly tâm, đề tài đã đạt được những kết quả thực tiễn quan trọng, đóng vai trò nền tảng cho việc thiết kế, tối ưu và kiểm nghiệm hiệu suất thiết bị trong công nghiệp.

Mô hình hóa hình học và thiết lập mô phỏng CFD đã được thực hiện bài bản, gồm các bước: xử lý hình học CAD từ mô hình thiết kế, lưới hóa với kỹ thuật chia lưới thích hợp (gồm vùng quay và vùng tĩnh), định nghĩa ranh giới dòng chảy, gán điều kiện biên vào/ra và vùng quay cho bánh công tác. Mô phỏng được thực hiện trong trạng thái dòng ổn định (steady-state), sử dụng mô hình turbulence  $k-\epsilon$  cải tiến.

Kết quả phân tích dòng chảy bên trong bơm cho thấy phân bố vận tốc và áp suất hợp lý, biểu hiện sự phát triển ổn định của dòng qua bánh công tác và buồng dẫn hướng.

Hiện tượng dòng xoáy được kiểm soát tốt ở các khu vực chuyển tiếp, đồng thời tốc độ dòng ra khỏi cánh tương thích với nguyên lý làm việc của bơm ly tâm.

Hiệu suất bánh công tác đạt giá trị tối ưu lên tới 89,27% tại cột áp 84,61 m. Trong khi đó, hiệu suất tổng thể của bơm ly tâm đạt 78,31% tại cột áp 73,52 m. Những thông số này phù hợp với kết quả lý thuyết và dữ liệu thực nghiệm đã công bố trong tài liệu chuyên ngành.

Trên cơ sở phân tích CFD và tối ưu hóa thiết kế, nhóm nghiên cứu đã thiết kế và chế tạo thành công một mẫu bơm ly tâm công nghiệp có lưu lượng danh định  $Q = 600 \text{ m}^3/\text{h}$  và cột áp  $H = 107 \text{ m}$ , hoạt động ổn định trong điều kiện thử nghiệm và bước đầu cho kết quả thực tế tiệm cận với mô phỏng CFD.

### 5.2. Các giới hạn của nghiên cứu

Dù đạt được những thành tựu rõ rệt, nghiên cứu vẫn tồn tại một số hạn chế nhất định do giới hạn mô hình hóa hoặc điều kiện thực nghiệm chưa hoàn thiện:

Hiện tượng cavitation (xâm thực) chưa được mô phỏng, do đó những ảnh hưởng đến hiệu suất và độ bền trong vùng áp suất thấp chưa được phản ánh đầy đủ, đặc biệt trong các chế độ làm việc sát biên giới hút rỗng.

Mô hình CFD giả định dòng ổn định (steady-state), không xét đến các biến thiên theo thời gian. Điều này khiến các dao động áp suất, rung động trong quá trình khởi động/dừng hoặc vận hành ở điều kiện thay đổi nhanh chưa được đánh giá.

Mô hình turbulence và lưới hóa có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác của kết quả CFD. Do chưa tiến hành phân tích độ nhạy (mesh sensitivity) và chưa áp dụng các mô hình turbulence tiên tiến như LES (Large Eddy Simulation) hay DES (Detached Eddy Simulation), nên kết quả vẫn cần được hiệu chỉnh thêm.

Chưa có quy trình xác thực đầy đủ giữa dữ liệu mô phỏng và thử nghiệm thực tế, dẫn đến khả năng sai lệch giữa mô hình lý thuyết và kết quả thực, đặc biệt trong các vùng có tổn thất thủy lực lớn hoặc biến thiên bất thường.

### 5.3. Hướng phát triển trong tương lai

Để hoàn thiện và nâng cao khả năng ứng dụng thực tế, đề tài có thể được mở rộng theo các hướng sau:

Mô phỏng hiện tượng cavitation (xâm thực) bằng các mô hình phi tuyến như Zwart–Gerber–Belamri hoặc Singhal–Nguyen. Việc bổ sung mô hình này giúp đánh giá chính

xác ảnh hưởng đến hiệu suất, tuổi thọ và nguy cơ hỏng hóc do bong bóng hơi trong vùng hút.

Mô phỏng không ổn định (transient analysis), đặc biệt là tương tác rotor–stator, sẽ giúp phân tích chi tiết dao động áp suất, lực tác động lên cánh trong các chế độ thay đổi đột ngột (như bật/tắt hoặc thay đổi lưu lượng nhanh), từ đó đề xuất các giải pháp giảm rung và tiếng ồn.

Tối ưu hóa hình học bánh công tác sử dụng thuật toán di truyền (GA), phương pháp DoE hoặc mô hình surrogate nhằm cải tiến đồng thời nhiều mục tiêu: tăng hiệu suất, giảm cavitation và hạn chế lực không đều tác dụng lên trục.

Cải tiến lưới hóa và mô hình turbulence, đặc biệt sử dụng lưới phi cấu trúc tinh trong các vùng chuyển tiếp dòng, kết hợp các mô hình LES/DES ở khu vực có dòng xoáy mạnh nhằm bắt chính xác phân bố mô men xoắn không đều và tổn thất tại vùng tách dòng.

Xác thực mô hình CFD bằng thực nghiệm, qua các bước đo đạc trên mô hình thử nghiệm: đo áp suất, rung động, hiệu suất và quan sát cavitation bằng camera tốc độ cao. Các dữ liệu này sẽ làm cơ sở để hiệu chỉnh và nâng cao độ tin cậy cho mô hình mô phỏng.

Mở rộng phạm vi điều kiện làm việc và vật liệu: nghiên cứu thiết kế cho các điều kiện chất lỏng đặc biệt (nhiệt độ cao, độ nhớt lớn, chứa hạt rắn), đồng thời khảo sát ứng dụng vật liệu chống mài mòn và lớp phủ chống xâm thực nhằm tăng tuổi thọ thiết bị.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] PGS.TS Hoàng Thị Bích Ngọc máy thủy khí cánh dẫn. Bơm ly tâm và bơm hướng trục. NXB và khoa học kỹ thuật 2012
- [2] GS.TS Lê Danh Liên bơm, quạt cánh dẫn NXB ĐHBK Hà Nội 2012
- [3] Tài liệu hướng dẫn ANSYS Fluent.
- [4] Giáo trình Máy thủy lực PGS.TS. Phạm Văn Trình – Đại học Bách Khoa Hà Nội
- [5] Giáo trình Máy và Thiết bị thủy khí ThS. Nguyễn Văn Lập – Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM
- [6] Giáo trình Cơ học chất lỏng – Thủy lực công trình GS.TS. Nguyễn Thị Lịch, Đại học Xây dựng
- [7] Pump Handbook (4th Edition) Igor Karassik, Joseph Messina, Paul Cooper
- [8] Centrifugal Pumps: Design and Application Val S. Lobanoff, Robert R. Ross
- [9] Introduction to Fluid Mechanics and Fluid Machines S.K. Som & G. Biswas
- [10] Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application Authors: Alexey Jošt, Johann Friedrich Gülich
- [11] Computational Fluid Dynamics for Engineers Authors: Bengt Andersson et al. – ANSYS Fluent developers